

目 录

第 11 章 凝汽器	1
11.1 概述	1
11.2 凝汽器设备结构特性及规范	2
11.3 水环式真空泵	6
11.4 凝汽器的运行	9
11.5 凝汽设备启、停及运行操作危险点分析	15
11.6 凝汽器一般异常现象及处理	16
第 12 章 凝结水系统	18
12.1 概述	18
12.2 系统组成	18
12.3 主要设备功能和规范	19
12.4 凝结水系统的运行	23
12.5 凝结水系统启、停和运行操作危险点分析	27
12.6 凝结水系统一般异常现象及处理	29
第 13 章 除氧器	30
13.1 概述	30
13.2 除氧器工作原理	30
13.3 除氧器结构和规范	31
13.4 除氧器系统联锁逻辑	35
13.5 除氧器的运行	37
13.6 除氧器的运行维护注意事项	38
13.7 除氧器运行操作危险点分析	39
13.8 除氧器一般异常现象及处理	40
第 14 章 给水系统	43
14.1 概述	43
14.2 给水系统组成	43
14.3 主要设备功能及规范	44
14.4 运行限制值、系统联锁保护	59
14.5 给水系统运行维护	60
14.6 启、停和运行操作危险点分析	65
14.7 一般异常现象及处理	66
第 15 章 给水泵汽轮机	70
15.1 概述	70
15.2 给水泵汽轮机特点	70
15.3 给水泵汽轮机系统组成	71
15.4 给水泵汽轮机性能和规范	77
15.5 给水泵汽轮机本体结构	80
15.6 给水泵汽轮机的运行维护	93
15.7 给水泵汽轮机的启、停及运行操作危险点分析	100
15.8 给水泵汽轮机的一般异常及处理	101
第 16 章 闭式循环冷却水系统	103
16.1 概述	103
16.2 系统组成	103
16.3 主要设备功能及规范	104
16.4 运行限制值、系统联锁保护	105
16.5 启停和运行操作危险点分析	106
16.6 一般异常现象及处理	107
第 17 章 辅机循环冷却水系统	109

17.1 概述.....	109
17.2 系统组成.....	109
17.3 主要设备功能及规范.....	110
17.4 机力通风冷却塔的运行及维护.....	116
17.5 开式循环冷却水系统的运行.....	118
17.6 开式循环冷却水系统一般异常现象及处理.....	121
第 18 章 辅助蒸汽系统.....	122
18.1 概述.....	122
18.2 系统介绍.....	123
18.3 系统运行与调整.....	124
第 19 章 汽轮机控制系统.....	127
19.1 DEH 系统.....	127
19.2 ETS 危急遮断系统.....	148
19.3 DCS 控制系统.....	158
第 20 章 汽轮机启动、停机特点.....	166
20.1 概述.....	166
20.2 汽轮机受热特点.....	166
20.3 汽轮机的热应力.....	167
20.4 汽轮机的热膨胀.....	170
20.5 汽轮机的热变形.....	171
20.6 汽缸温度测量.....	173
20.7 汽轮发电机组的振动.....	173
20.8 汽轮机寿命管理.....	177
第 21 章 汽轮机启动.....	179
21.1 启动方式及启动参数选择.....	179
21.2 汽轮机的启动概述.....	180
21.3 上汽超超临界机组启动特点.....	182
21.4 上汽超超临界汽轮机启动.....	185
21.5 各种工况启动曲线.....	200
第 22 章 汽轮机停机.....	206
22.1 停机方式选择.....	206
22.2 停机前检查和准备工作.....	206
22.3 滑参数停机.....	207
22.4 正常停机.....	210
22.5 机组停运后汽机方面的操作.....	211
第 23 章 汽轮机典型事故及预防.....	213
23.1 事故处理原则.....	213
23.2 事故处理步骤.....	213
23.3 汽轮机紧急停机.....	214
23.4 汽轮机大轴弯曲.....	215
23.5 汽轮机超速.....	218
23.6 汽轮机进水事故.....	220
23.7 汽轮发电机组事故.....	223
23.8 汽轮机油系统故障.....	226
23.9 汽轮机通流部分磨损故障.....	227
23.10 汽轮机叶片损坏事故.....	228
23.11 凝汽器真空下降.....	229

第 11 章 凝汽器

11.1 概述

从汽轮机的做功过程朗肯循环中可以看出：若维持汽轮机的进汽参数不变，随着汽轮机冷端参数的下降，汽轮机的放热温度会明显下降。图11-1中12341和12' 3' 4' 1分别为汽轮机冷端参数下降前后的两个朗肯循环。

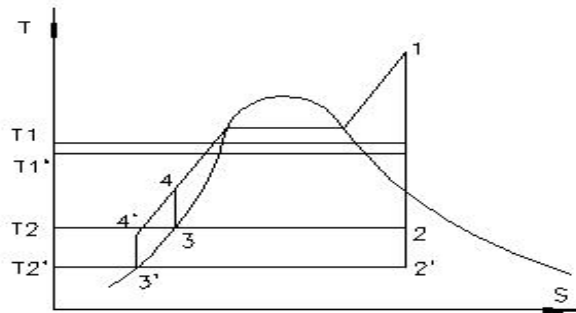


图11-1 汽轮机朗肯循环示意图

根据朗肯循环热效率公式： $\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ ，可以得出以下关系：

冷端参数下降后的朗肯循环热效率： $\eta' = 1 - \frac{T_{2'}}{T_1} > \eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$

即冷端参数低朗肯循环12' 3' 4' 1的热效率大于循环12341的热效率。

凝汽器的背压 P_c 可由其饱和蒸汽温度 t_c 确定， t_c 计算如下：

$$t_c = t_{w1} + \delta t + \Delta t$$

t_{w1} —循环水进口温度

δt —凝汽器的端差

Δt —循环水的温升

其中循环冷却水温升 Δt 与排汽及凝结水的焓差 Δh 、循环冷却倍率 m 有关：

$$\Delta t = \Delta h / (4.1868 \cdot m)$$

而传热端差：

$$\delta_t = \Delta t / (e^{\frac{k \cdot A}{c_p \cdot G_r}} - 1)$$

由上述公式可以看出，凝汽器的背压和冷却水进水温度 t_{w1} 有关，即与冷却条件有关，同时与循环水量 G_w 有关，即与冷却倍率 m 有关，另外还与凝汽器面积、冷凝管材质以及低压缸形式有关。即凝汽器系统决定汽轮机的冷端参数。

在凝汽器内，汽轮机排汽与冷却水通过管子进行热交换，蒸汽在管外流动，冷却水在管内流动。冷却水吸收蒸汽所放出的热量，温度升高后，送至空冷塔进行冷却。两种介质不直接接触。

湿冷系统的电厂和哈蒙间接空冷系统电厂都采用表面式凝汽器，两者的结构没有根本差别。区别之一是空冷系统的冷却水是闭式循环，使用品质较好的除盐水。第二个区别是空冷系统冷却水温较高，为了取得较好的经济效益，要降低汽轮机背压，要求凝汽器的设计端差尽量小，故空冷机组凝汽器的传热面积较湿冷凝汽器的传热面积大。

凝汽器的任务：

- (1) 建立并维持高度真空，即降低排汽焓值，提高理想焓降，使蒸汽中较多的热能转变为机械能。
- (2) 将蒸汽凝结成水，并将凝结水回收到锅炉作为给水。
- (3) 利用热力除氧原理真空除氧，提高凝结水品质。
- (4) 起到热力系统蓄水作用，是热力系统稳定调节的缓冲器。

按蒸汽凝结方式的不同凝汽器可分为表面式（也称间壁式）和混合式（也称接触式）两类。在表面式凝汽器中，与冷却介质隔开的蒸汽在冷却壁面上（通常为金属管子）被冷凝成液体。冷却介质可以是水或空气。

它由外壳、管子、管板及水室等组成。汽轮机排气从凝汽器冷却水管外侧穿过，在管外面凝结成水，凝结水汇入热井后由凝结水泵抽出。一小部分尚未凝结的蒸汽与空气混合在一起，进入专门隔开的空气冷却区，其中蒸汽大部分被凝结，仅有极少蒸汽随空气一道被抽气器抽出。

11.2 凝汽器设备结构特性及规范

11.2.1 凝汽器的总体结构

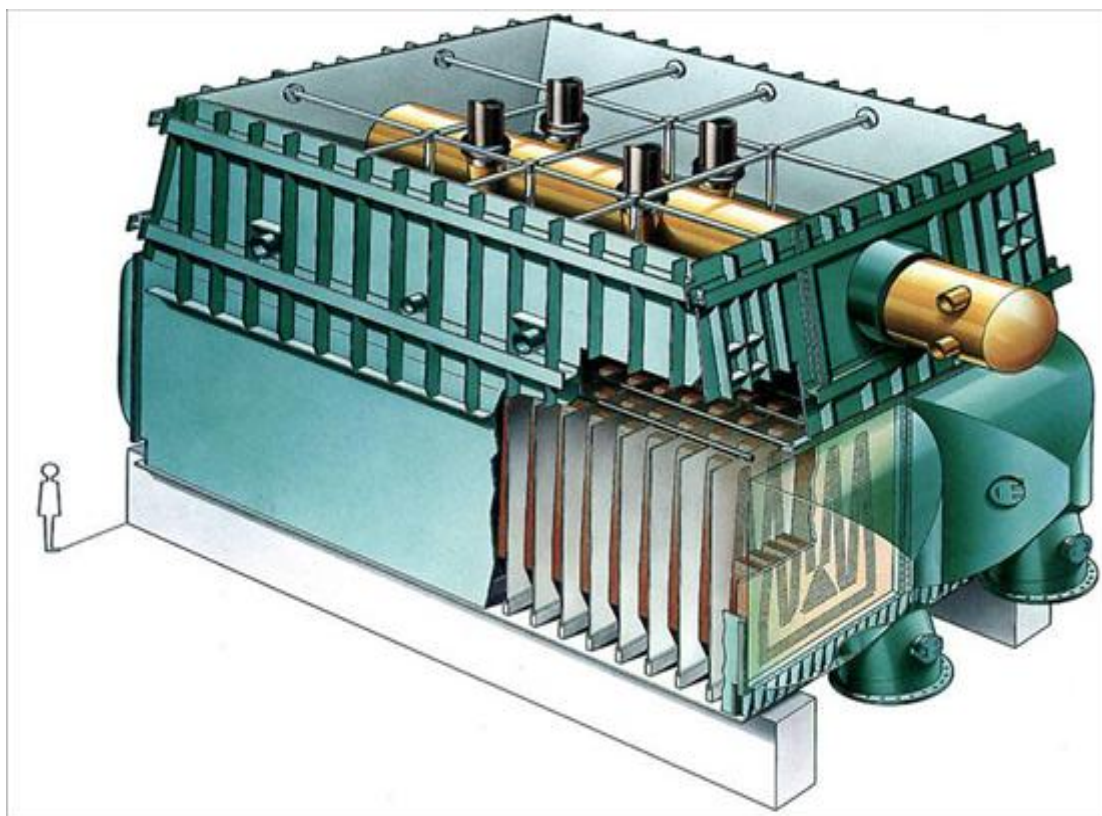


图11-2 凝汽器结构示意图

本工程 NJK660MW 超超临界汽轮机配的 N40000凝汽器由上海电气电站集团辅机厂生产，冷却面积为 40000m^2 ，系单壳体对分双流程表面式凝汽器，它由斜喉部、壳体（包括热井、水室），循环水联通管，汽轮机排汽缸与凝汽器所采用的不锈钢波形膨胀节，底部的滑动、固定支座等组成的全焊结构。结构示意图见图11-2。

凝汽器正常运行平均背压 10.5kPa(a)

夏季工况凝汽器背压 27kPa(a)

11.2.2 凝汽器换热管道的布置方式。

凝汽器的冷却水管道布置采用模块式布置见图11-3。根据上汽厂资料，该模块式排管总体传热系数高、且具有汽阻小、热负荷均匀、流场平稳、凝结水无过冷度、除氧效果好的特点。

以下是在安装过程中，管板上还未穿入冷却水管时的布置，见图10-3：



图11-3 凝汽器冷却水中间管板



图11-4 焊接凝汽器冷却水管端口

由于凝汽器体积庞大、每根冷却水管长达14580mm，冷却水管固定于不锈钢和碳钢材质的中间管板与端管板上，其中凝汽器冷却水管在端管板上的接口，在受热膨胀后容易在端口形成裂缝，所以凝汽器冷却水管的焊接采用胀接+焊接特殊的工艺，以保证在凝汽器冷却水管不泄漏。

11.2.3 主要结构简介

a) 喉部

- 1) 喉部上布置有一台低压加热器、给水泵汽轮机的排汽接管、汽轮机旁路系统的减温减压器等。
- 2) 汽轮机的第六、七段抽汽管道以及轴封回汽、送汽管道从喉部顶部引入，第六段抽汽管通过喉部壳壁引出，第七段抽汽管接入布置在喉部内的组合式低压加热器。
- 3) 抽汽管的保温设计，应用气体隔热原理，采用不锈钢保温罩，从而避免了采用一般保温材料作保温层时，由于保温材料的剥落而影响凝结水水质的缺陷。

b) 壳体和水室

壳体四周都由20mm厚的钢板拼焊而成，内有支撑杆等加强件，具有良好的刚性。管束由4只管板及40只管子支撑板固定，所有管束为不锈钢，主凝结区管束为 $\Phi 25 \times 0.5$ 共计31444根，抽空区管束为 $\Phi 25 \times 0.7$ 共计2584根，外围管束为 $\Phi 25 \times 0.7$ 共计1100根。冷却管的两端采用胀接+焊接的方式固定在端管板上，端管板与壳体采用焊接形式构成一整体。在壳体内还设置了一些集水板和挡汽板，靠近两端管板处，还设置八处取样水槽，以便检测冷却管与管板之间的密封性。共设置两根抽空气管束。

壳体下部是热井，热井最高水位离正常水位容积约200m³，热井正常水位离最低水位最大容积为110m³，热井最高水位至最低水位满足 TMCR 工况下5分钟用水量，凝结水出口集水室处设置了滤网和消涡装置。

前后水室均为由钢板卷制成的弧形结构。水室内表面为超厚浆型环氧沥青漆化。本凝汽器采用循环冷却水双进双出形式，其中前水室分为四个独立腔室，后水室为2个转向水室，前后水室与端管板均采用法兰连接。

在喉部、壳体下部、水室上均设有人孔，以便对凝汽器进行检修、维护。水室上还开有通风孔、放气孔等。

每个热井分别设置三台水位变送器（导波雷达）、高限和低限液位报警开关（差压测量筒），运行时也可通过磁翻板水位计对凝汽器热井水位进行就地监测。

11.2.4 连接和支承方式

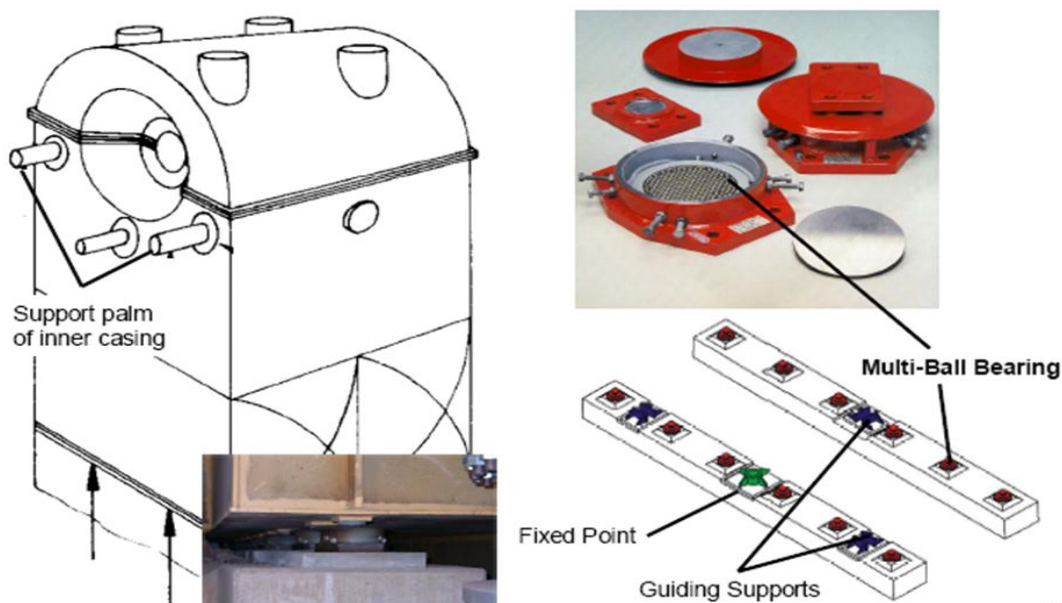


图11-5 低压缸及凝汽器连接及支撑

如图11-5所示，凝汽器与汽轮机排汽口采用刚性焊接连接，凝汽器底部为多球轴承座支撑，灌水试验时，试验高度在凝汽器顶排管束300mm处不需设置临时支撑；低压外缸与凝汽器焊接并支撑在凝汽器上，所以低压外缸的膨胀的死点在凝汽器的基座和导向装置上。低压外缸横向位移的死点位于汽轮机中心线，凝汽器和其基础底板之间的中心导向装置，轴向位移的死点位于接近低压缸调阀端轴承座的凝汽器膨胀死点，垂直方向的膨胀的起点位于凝汽器的基础底板上的基座。

由于基础沉降引起的偏移可以通过在排汽装置下添加垫片调节。液压千斤顶置于凝汽器基础底板和凝汽器之间用以抬升凝汽器。

11.2.5 后缸喷水

汽轮机在启动、空负荷阶段，低压缸因末级叶片摩擦鼓风排汽温度往往偏高，这将引起汽轮机总体胀差超限、动静间隙偏离。为此，汽轮机末级叶片后，低压缸排汽缸里布置了后缸喷水减温装置，用来调节低压缸排汽温度。喷水减温装置中采用特殊设计的膜式雾化喷嘴，减温水从水管进入喷嘴后，立即沿喷管内壁旋转喷，形成高速旋转水膜，水膜是中空的。高速旋转水膜与鼓风热气进行充分热交换，使排汽温度迅速下降。

11.2.6 凝汽器技术规范

11.2.6.1 N40000凝汽器技术规范表

序号	项 目	单位	THA	TRL	VWO
1	凝汽器面积	m ²	40000		
2	流程数/壳体数		1/2	1/2	1/2
3	循环水带走的净热	kJ/s			760212
4	传热系数	W/m ² .°C			3226
5	循环水流量	t/s			16.23
6	凝汽器平均背压	kPa			4.7
7	冷却管内设计流速	m/s			2.293
8	清洁系数				0.85
9	循环水温升	°C			11.18
10	凝汽器设计端差	°C			3.1
11	管子总水阻	kPa			≤65
12	循环倍率(设计工况)				50

11.2.6.2 凝汽器参数表

序号	项 目	单位	数据
1	凝汽器的总有效面积	m ²	40000
2	抽空气区的有效面积	m ²	2940
3	流程数/壳体数		2/1
4	VWO 工况循环水带走的净热	kJ/s	760212
5	传热系数	W/m ² .°C	3226.2
6	循环水流量	m ³ /s	~16.23
7	管束内循环水最高流速	m/s	2.3
8	冷却管内设计流速	m/s	2.043
9	清洁系数		0.85
10	VWO 工况循环水温升	°C	11.18
11	凝结水过冷度	°C	≤0.5
12	凝汽器设计端差	°C	3.1
13	水室设计压力	MPa.g	0.6 (暂按)
14	壳侧设计压力	MPa.g	0.098/Vac
15	凝汽器出口凝结水保证氧含量	μg/l	≤20
16	管子总水阻	kPa	≤65
17	凝汽器汽阻	kPa	≤0.4
18	循环倍率(设计工况)		50
19	水室重量(每个)	kg	~12,500
20	凝汽器净重	kg	~1,200,000
21	凝汽器重量(运行时)	kg	~2,200,000
22	凝汽器重量(满水时)	kg	~3,000,000

11.2.6.3 N40000凝汽器技术规范表

序号	项 目	单位	数据
1	管束材料		TP304

序号	项 目	单位	数据
2	管束顶部外围部分数量		1100
3	管束顶部外围部分直径、壁厚	mm	Φ25×0.7
5	管束主凝汽器区数量		31444
6	管束主凝汽器直径、壁厚	mm	Φ25×0.5
8	管束空气抽出区数量		2584
9	管束空气抽出区直径、壁厚	mm	Φ25×0.7
10	管束有效长度、总长	m	14.5/14.583
23	喉部及热井在内的蒸汽空间容积	m ³	~1800
24	凝汽器壳体空气抽吸管的数量		2
25	凝汽器壳体空气抽吸管的尺寸	mm	Φ219×6
30	循环水接管入口/出口外径	mm	2240
33	热井形式/容积	m ³	整体式/200
34	TMCR 工况下, 高低水位报警之间滞留的时间	min	5
38	水室法兰顶部到汽机排汽缸的高度	mm	~6000

11.3 水环式真空泵

N40000凝汽器配用的抽空气设备为水环式真空泵, 型式(或型号): 2BW4 253, 共配置三台50%容量水环式真空泵(凝汽器汽侧真空泵), 电动机与真空泵采用直联方式, 正常运行时, 一台(冬季)或二台(春夏秋)真空泵运行, 两台或一台真空泵作为备用。在机组启动时, 三台真空泵可一起投入运行, 以尽快建立起所需要的真空, 从而缩短机组启动时间。

11.3.1 真空泵主要特性参数表

机组工况	单位	真 空 泵 选 型 工 况	阻 塞 背 压工况	设计工况	TRL 工况	最大连续运 行背压工况
机组背压	KPa (a)		7.7	10.5	27	43
机组排汽温度	℃		40.81	46.79	66.72	77.63
抽真空管道压损	Pa		75	36	33	15
真空泵吸入压力	KPa (a)	3.386	7.625	10.464	26.967	42.985
真空泵吸入压力对应的饱和温度	℃	26.16	40.63	46.72	66.69	77.59
过冷度	℃	4.16	4.16	4.16	4.16	4.16
真空泵设计吸入温度	℃	22	36.46	42.56	62.53	73.43
真空泵换热器冷却水工作温度	℃	15	20	26	33	38
真空泵体内汽、气混合物温度	℃	22	36.46	42.56	62.53	73.43
单台真空泵选用出力(干空气量)	kg/h	24.5	63	75	156	大于 150
冷凝系数		2.82	2.26	1.89	1.5	
单台真空泵选用出力(混合气量)	m ³ /h	982	1621	1781	2179	
单台真空泵功率	KW	39	46	50	59	59
真空泵组效率保证值		8%	18%	23%	35%	34%

注: 表中真空泵选型工况下数据只考虑空气泄漏, 2台真空泵运行。

11.3.2 启动工况凝汽器背压-抽真空时间表10-5 (全部泵运行)

序 号	对应凝汽器背压 (kPa(a))	该工作段抽真空所需时间 (min)
1	101.3—90	2.54
2	90—80	2.51
3	80—70	2.80
4	70—60	3.20
5	60—50	3.75
6	50—40	4.63
7	40—30	6.20
8	30—20	9.78
9	20—10	23.74
10	10—8	12.70
11	8—	

11.3.3 配套电机技术参数表

项目	单位	数值
额定功率	kW	75
额定电压	V	380
额定转速	r/min	740
频率	Hz	50
防护等级		IP54

11.3.4 水环式真空泵原理介绍

水环式真空泵是靠泵腔容积的变化来实现吸气、压缩和排气的，它属于变容式真空泵。

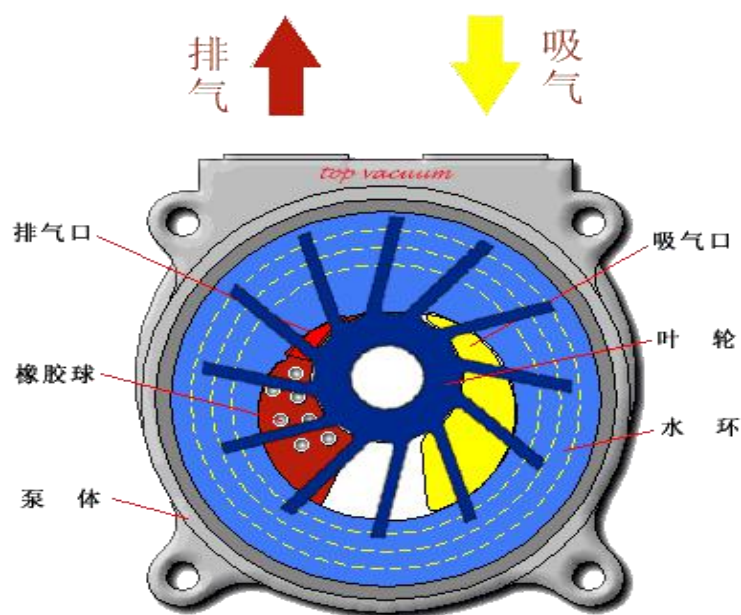


图11-6 水环式真空泵原理

如图11-6，在泵体中装有适量的水（至少高于泵体中心线以上）作为工作液。当叶轮按图中指示的方向顺时针旋转时，水被叶轮抛向四周，由于离心力的作用，水形成了一个决定于泵腔形状的近似于等厚度的封闭圆环。水环的上部分内表面恰好与叶轮轮毂相切，水环的下部内表面刚好与叶片顶端接触（实际上叶片在水环内有一定的插入深度）。此时叶轮轮毂与水环之间形成一个月牙形空间，而这一空间又被叶轮分成叶片数目相等的若干个小腔。若以叶轮的上部0°为起点，那么叶轮在旋转前180°时小腔的容积由小变大，且与端面上的吸气口相通，此时气体被吸入，当吸气终了时小腔则与吸气口隔绝；当叶轮继续旋转时，小腔由大变小，使气体被压缩；当小腔与排气口相通时，气体便被排出泵外。

11.3.5 水环式真空泵的优缺点

a) 优点：结构简单；结构紧凑，泵的转数较高，一般可与电动机直联，无须减速装置，故用小的结构尺寸，可以获得大的排气量，占地面积也小；由于泵腔内没有金属磨擦表面，无须对泵内进行润滑，而且磨损很小；转动件和固定件之间的密封可直接由水封来完成；吸气均匀，工作平稳可靠，操作简单，维修方便。

b) 缺点：效率低，一般在30%左右，较好的可达50%；工作液采用水时，所能达到的真空取决于水的饱和温度。

11.3.6 真空泵及抽真空系统的启停

11.3.6.1 真空泵启动，

第一次启动泵前，一定要用手或其他合适工具盘动泵轴，转子灵活方可允许启动。安装结束第一次试启动前，或开车后约4周及长时间停车后，真空泵应用洁净水（软水）进行清洗，这一点非常重要。

a) 启动前检查系统压力表、真空表、温度计、液位计等热工仪表均投入，控制气源投入，各气动门、电动门调试好，动作灵活。

b) 检查真空泵组接地线完整牢固，电机接线及各信号接线完整牢固，联轴器防护罩完整，无松动现象。

c) 真空泵联锁试验合格，电机测绝缘合格后送电。

d) 开式辅机冷却水系统投运，开启辅机冷却水至真空泵冷却器出入口门。

e) 开启空气管道抽空气电动总门，查真空泵入口手动门开启，气动蝶阀关闭。

f) 检查真空泵汽水分离器液位计投入，开启气水分离器补水门，用补水电磁阀旁路门向汽水分离器内注水；

g) 待汽水分离器水位补水至 200mm 后，关闭补水电磁阀旁路门，结束注水；

h) 确认真空泵满足启动条件，启动一台真空泵；

i) 当真空泵入口气动门后压力小于 16KPa 时，入口气动阀自动开启；

j) 根据凝汽器背压情况，启动第二或第三台真空泵。

11.3.6.2 抽真空系统的停运

a) 解除真空泵联锁，关闭准备停运真空泵入口气动阀，就地确认确已全关，停止真空泵运行。根据需要将真空泵联锁投入。

b) 根据备用和检修需要，调整真空泵冷却水门开度及调整汽水分离罐液位。

11.3.6.3 抽真空系统的报警、联锁与保护

- a) 真空泵允许启动条件：
 - 1) 真空泵入口气动阀关闭；
 - 2) 无真空泵气水分离器水位低报警；
 - 3) 抽空气管道电动空气总门已开；
 - 4) 无真空泵跳闸信号。
- b) 联锁与保护：
 - 1) 真空泵运行且真空泵入口门未开且关闭延时 300 秒，真空泵跳闸。
 - 2) 投备用，运行泵入口压力 $>30\text{KPa}$ ，联启备用真空泵。
 - 3) 投备用，运行真空泵跳闸，联启备用真空泵。
 - 4) 投备用，凝汽器背压 $>30\text{KPa}$ ，联启备用真空泵。

11.3.7 水环式真空泵运行时的检查项目

- a) 真空泵密封水温度正常，否则应检查密封水冷却器有无脏堵、开冷水冷却是否正常。
- b) 真空泵进口与凝汽器的压力差，该压差升高表明吸入管道上某处可能阻塞。
- c) 分离器的液位显示在最高和最低标线之间，若显示高于最高值，表明溢水管道有问题，若低于最低值，表明自动补水阀不起作用或没有水供应。
- d) 泵的填料压盖处的状况：少量的水从填料函溢出以保证有足够的冷却（ $50\sim 70\text{ml/min}$ 为正常泄漏量）。

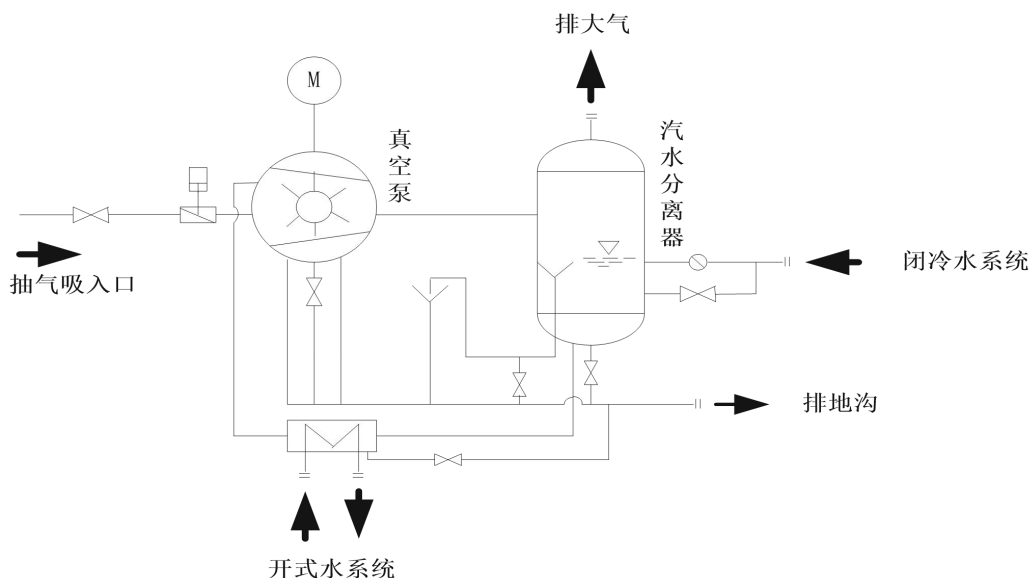


图11-7 水环真空泵系统图

11.4 凝汽器的运行

11.4.1 凝汽器运行压力的定义

制造厂定义凝汽器背压是绝对压力。由于电站装机现场的当地大气压力与标准大气压力的差异，现场测定的凝汽器压力应按下式换算成绝对压力进行压力评定：

$$P_c = P_{at} - P_p$$

式中： P_{at} —当地大气压力， kPa ； P_p —实测凝汽器真空， kPa ； P_c —凝汽器背压， kPa ；

在当地大气压下，说明凝汽器背压与凝汽器真空的对应关系，实际运行中，以监视凝汽器真空为主

要手段。

11.4.2 凝汽器的运行

11.4.2.1 热井冲洗注水

凝汽器安装后首次启动时，须对凝汽器热井进行冲洗。拆除凝泵进口临时滤网，将进口管与排地沟的临时管连接；分别打开凝泵 A、B 进口隔离阀，通过化学水处理除盐水泵向热井注水，冲洗热井和凝泵进口管路，直至排水与除盐水的水颜色相同，期间注意热井水位，及时调整凝汽器补水流量。冲洗结束后，将临时滤网装复，恢复系统正常运行。本机组不设凝结水储水箱和凝输泵，直接由化学水处理供水。

机组启动前，确认除盐水水质合格。启动化学除盐水泵，开启凝汽器补水调阀，打开热井底部放水阀，对凝汽器冲洗，水质合格后关闭放水阀补水至正常水位，投入热井水位自动。

11.4.2.2 凝汽器的启动

凝汽器必须在汽轮机启动前投入运行。启动凝汽器前，应检查与凝汽器相联的各阀门，使之处于正确状态。确认循环水系统、凝结水系统投运正常，轴封汽系统已投运，机组具备抽真空条件。关闭真空破坏阀，投入真空破坏阀水封；顺序启动两台或三台凝汽器真空泵，当凝汽器背压达到锅炉点火要求背压值后，停备用真空泵。下列情况时，禁止启动凝汽器：

- a) 主要表计失灵，如温度表、真空表、凝汽器水位计；
- b) 高背压自动保护装置失灵；
- c) 凝汽器水位调节阀、再循环阀、循环水进出水阀失灵。

11.4.2.3 凝汽器的运行维护

a) 运行参数控制

凝汽器背压测量是采用在喉部内四个角（上排管束以上）各布置一个测压头，并通过不锈钢管引出喉部进行监测。此外，还应监测凝汽器热井水位及凝结水水质。凝汽器热井水位由水位指示器显示，正常运行时，热井内的水位标高在凝汽器底部（多球轴承座处）以上1285mm左右。为了保证安全运行，水位过高或过低都不是允许的。检查凝结水的水质，应监测凝结水中的电导率、含氧量、硬度、钠离子等数值。在正常运行条件下，凝结水的含氧量应不大于20μg/L。

b) 关于凝汽器真空的三个重要的概念，即凝汽器的极限真空、最佳真空和额定真空，对于空冷机组正好对应称之为阻塞背压、最佳背压和额定背压。

1) 凝汽设备在运行中应该从各方面采取措施以获得良好真空。但真空的提高也不是越高越好，而有一个极限。这个真空的极限由汽轮机最后一级叶片出口截面的膨胀极限所决定。当通过最后一级叶片的蒸汽已达到膨胀极限时，如果继续提高真空，不可能得到经济上的效益，反而会降低经济效益。简单地说，当蒸汽在末级叶片中的膨胀达到极限时，所对应的真空称为极限真空，也有的称之为阻塞背压。各台机的极限真空值一般由制造厂提供，也可通过热力试验取得数据。

2) 对于结构已确定的凝汽器，在极限真空内，当蒸汽参数和流量不变时，提高真空使蒸汽在汽轮机中的可用焓降增大，就会相应增加发电机的输出功率。但是在提高真空的同时，需要向凝汽器多供冷却水，从而增加循环水泵的耗功。由于凝汽器真空提高，使汽轮机功率增加与循环水泵多耗功率的差数为最大时的真空值称为凝汽器的最有利真空（即最经济真空）。影响凝汽器最有利真空的主要因素是：进入凝汽器的蒸汽流量、汽轮机排汽压力、冷却水的进口温度、循环水量（或是循环水泵的运行台数）、汽轮机的出力变化及循环水泵的耗电量变化等。实际运行中则是根据凝汽量及冷却水进口温度来选用最有利真空下的冷却水量，也即是合理调度使用循环水泵的容量和台数。

3) 汽机设计 THA 工况排汽绝对压力对应的真空是凝汽器的额定真空,是机组在设计工况、额定功率、设计冷却水温时的真空。这个数值并不是机组的极限真空值。

c) 冷却水进口温度 t_{w1}

冷却水温度越低,凝汽器压力越低,对汽轮机的经济运行越有利。但是冷却水的进口温度不取决于凝汽器的运行工况,而取决于供水方式、气候条件和所处地区。冬季的水温低、真空较好,夏季的水温高,真空要差一些。开式供水比闭式供水的水温低,所以开式供水的真空较闭式供水的真空高。对于闭式间冷系统相对于湿冷机组来说,冷却水温度要高的多,所以空冷机组设计背压要比湿冷机组高很多,经济性也就相对较差。

d) 冷却水温升

冷却水温升是凝汽器冷却水出口温度与进口温度的差值,温升是凝汽器经济运行的一个重要指标,温升可监视凝汽器冷却水量是否满足汽轮机排汽冷却之用,因为在一定的蒸汽流量下有一定的温升值。另外,温升还可供分析凝汽器不锈钢管是否堵塞、清洁等。

温升大的原因:蒸汽流量增加;冷却水量减少;冷却水管清洗后较干净。

温升小的原因:蒸汽流量减少;冷却水量增加;冷却水管结垢或脏污;真空系统漏空气。

冷却水在凝汽器里的温升可根据热平衡方程式,即蒸汽放出的热量等于冷却水吸收的热量求出。实际运行中,额定负荷下的冷却水温升一般为 $10^{\circ}\text{C}\sim 12^{\circ}\text{C}$ 。

e) 凝汽器循环倍率

凝汽器冷却水的流量 D_w 与进入凝汽器的蒸汽总量 D_{co} 之比,称为凝汽器的循环倍率。在循环冷却水量一定的条件下,冷却水温升 Δt 与凝汽器负荷 D_{co} 成正比,即凝汽器负荷降低,冷却水温升 Δt 减小。汽轮机运行时,排汽量决定于外界的负荷,运行人员无法控制。因此,运行人员控制冷却水温升的办法主要是改变循环水量即改变循环倍率。循环倍率越大,冷却水温升越小,凝汽器内的压力越低。前已叙述,增大循环水量应控制在汽轮机背压达到最有利真空的范围内。

f) 凝汽器端差

凝汽器压力下的饱和温度与凝汽器冷却水出口温度之差称为端差。对一定的凝汽器,端差的大小与凝汽器冷却水进口温度、凝汽器单位面积蒸汽负荷、凝汽器不锈钢管的表面洁净度、凝汽器内的漏入空气量以及冷却水在管内的流速有关。一个清洁的凝汽器,在一定的循环水温度和循环水量及单位蒸汽负荷下就有一定的端差值指标,一般端差值指标是当循环水量增加,冷却水出口温度愈低,端差愈大,反之亦然;单位蒸汽负荷愈大,端差愈大,反之亦然。实际运行中,若端差值比端差指标值高得太多,则表明凝汽器冷却水管脏污,致使传热条件恶化。端差增加的原因有:凝汽器冷却水管水侧或汽侧结垢;凝汽器汽侧漏入空气;冷却水管堵塞;冷却水量减少等。

g) 凝汽水过冷度

排汽压力对应的饱和温度 t_s 和凝结水温度 t_{co} 之差,称为凝结水的过冷度 Δt_s 。一般凝汽器过冷度不应超过 $0.5\sim 1^{\circ}\text{C}$ 。具有过冷度的凝结水,要使汽轮机消耗更多的回热蒸汽,以使它加热到预定的锅炉给水温度,增大了热耗。同时,过冷度也使含氧量增加,从而加速管道腐蚀,所以过冷度要尽可能小。从理论上讲,凝结水温度应和凝汽器的排汽压力下的饱和温度相等,但实际上各种因素的影响使凝结水温度低于排汽压力下的饱和温度。出现凝结水过冷的原因有:

- 1) 凝汽器构造上存在缺陷,管束之间蒸汽没有足够的通往凝汽器下部的通道,使凝结水自上部管子流下,落到下部管子的上面再度冷却,从而产生过冷却;
- 2) 凝汽器水位高,以致部分不锈钢管被凝结水淹没而产生过冷却;
- 3) 凝汽器汽侧漏空气或抽气设备运行不良,造成凝汽器内蒸汽分压力下降而引起过冷却;

4) 不锈钢管严重泄漏，循环冷却除盐水内漏入凝结水。

11.4.2.4 凝汽器运行特性

凝汽器在不同的机组负荷和冷却水温下运行的特性是变化的，以下是特定计算条件下负荷特性曲线，其中图11-8为凝汽器运行特性曲线，图11-9为凝汽器循环水水阻特性曲线。

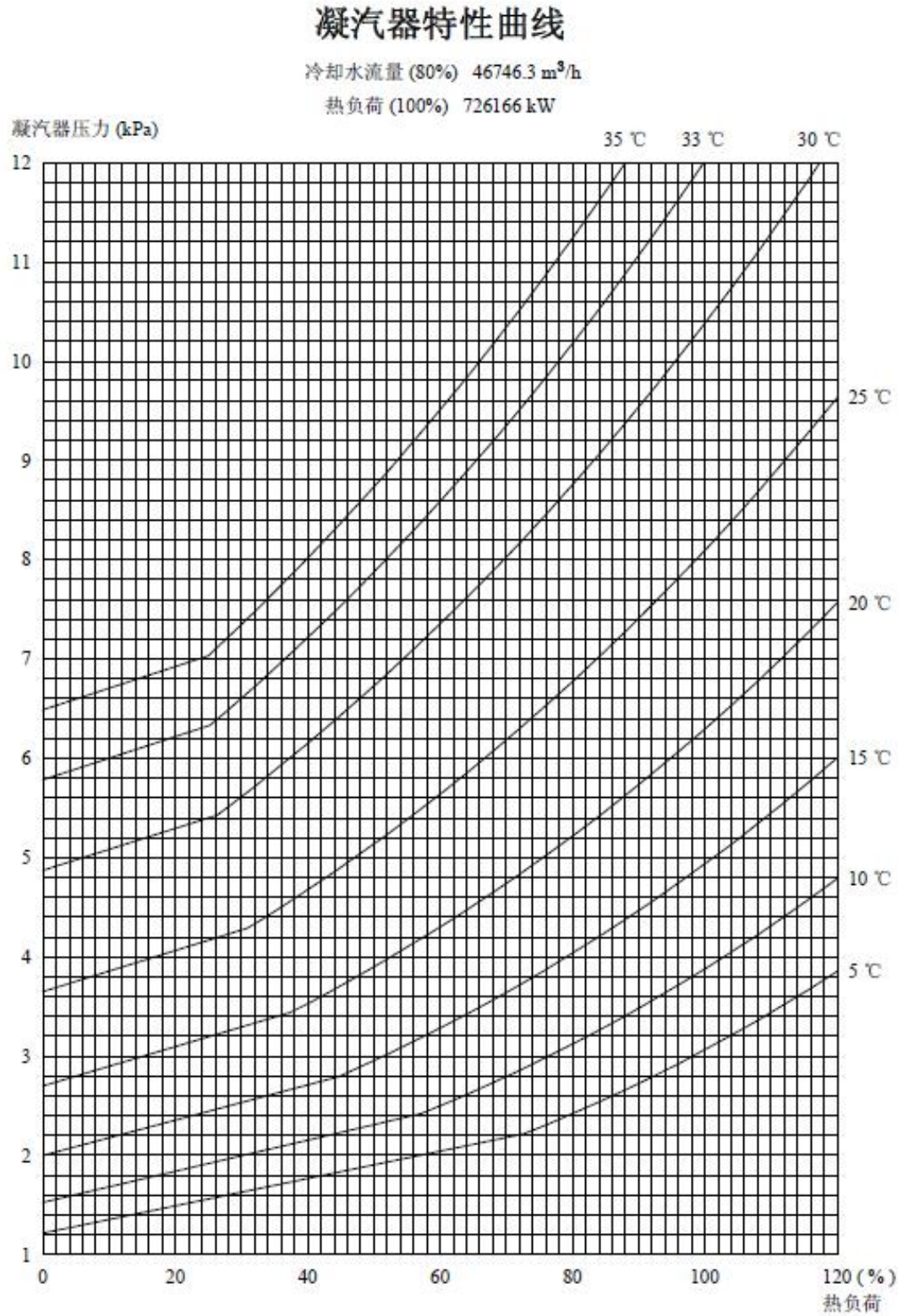


图11-8凝汽器运行特性曲线

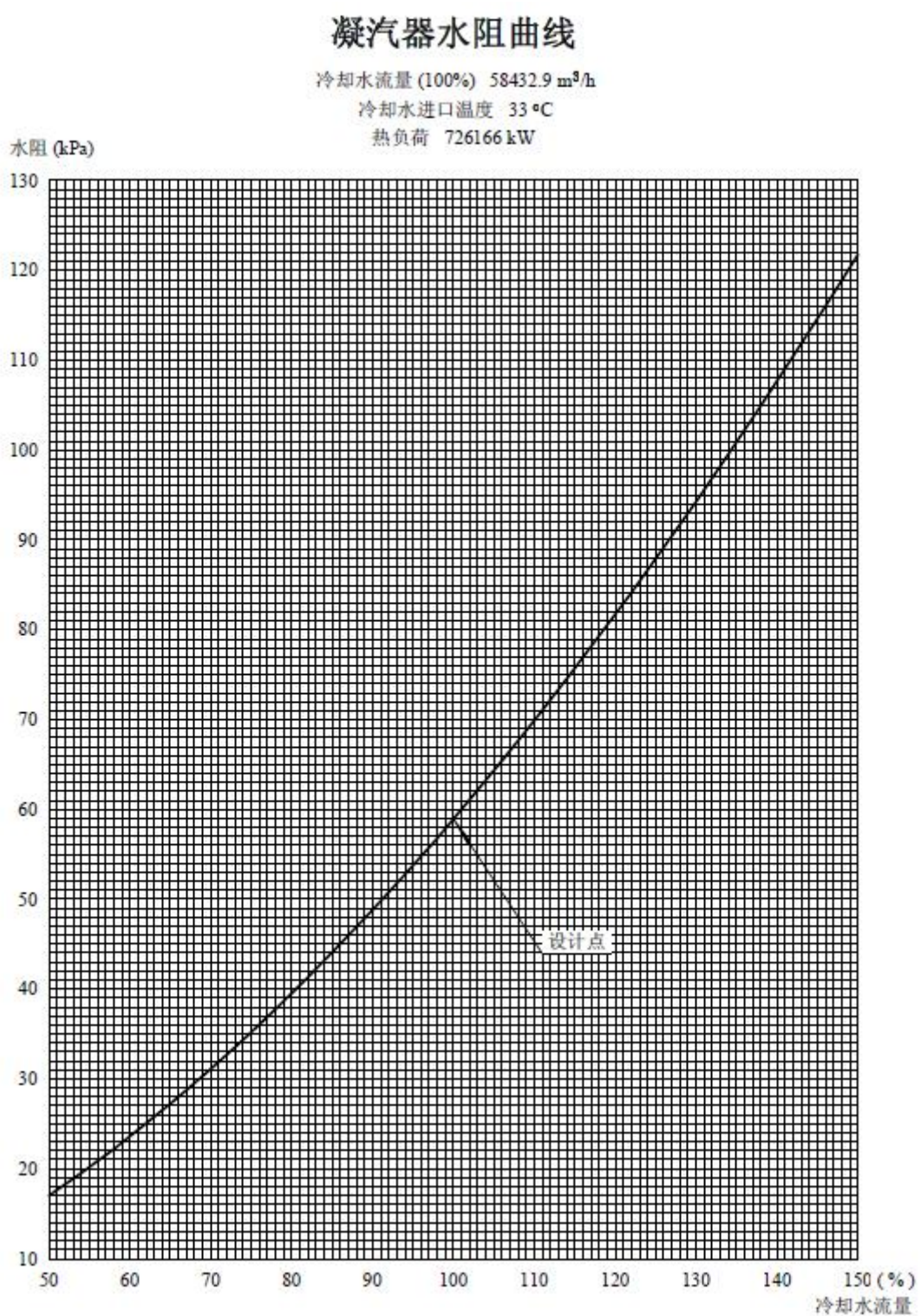


图11-9凝汽器循环水水阻特性曲线

11.4.2.5 减负荷运行及凝汽器的停用

汽轮机在解列前，负荷逐渐减小，汽机排出的蒸汽量也减小，在减负荷过程中应及时凝汽器水位及检查真空是否正常，同时应注意并维持排汽温度正常。机组解列后确认真空泵满足停用条件，解除备用真空泵联锁；停真空泵，检查真空泵进口气动阀关闭。根据要求开启真空破坏阀，破坏主机真空。凝泵停运后，凝汽器热井水位调节阀切至手动并关闭，根据需要停凝结水输送泵。

凝汽器停运时间超过一周，必须把凝汽器内的水排净，并吹干，以防锈蚀。

11.4.2.6 凝汽器半边解列与恢复

a) 凝汽器半边解列：当凝汽器一侧管子发生泄漏或凝汽器运行中需半面清洗时，凝汽器可进行半面清洗。

- 1) 将机组负荷减至 70%以下。
- 2) 关闭解列侧凝汽器抽空气门，注意机组真空的变化。
- 3) 关闭解列侧凝汽器进水电动蝶阀，注意真空的变化，排汽温度不大于 80℃，否则继续降低负荷，若真空下降很快超过报警值，应立即恢复原运行方式。
- 4) 关闭解列侧凝汽器出水电动蝶阀。
- 5) 开启解列侧循环水进、出口水室放水门及放空气门，并注意真空的变化。

b) 凝汽器半边解列后的投运

- 1) 关闭解列侧凝汽器水室放水门。
- 2) 稍开解列侧凝汽器进水电动门灌水，待水室排尽空气后关闭其放空气门。
- 3) 全开解列侧凝汽器进水电动门。
- 4) 开启解列侧凝汽器出水电动门。
- 5) 开启解列侧凝汽器抽空气阀，注意真空应上升。
- 6) 全面检查一切正常后增加负荷恢复原运行方式。

11.4.2.7 运行与维护注意事项

a) 为了确保机组的运行性能，凝汽器在正式投入运行前，其水侧必须进行水压试验，汽侧进行灌水试验，真空系统进行气密性试验。

b) 水侧水压试验压力为 0.78MPa (g)，水温不应低于 5℃，各焊缝、接口、人孔等应无泄漏、渗水现象以及整个水室无变形现象。汽侧灌水试验可在水侧水压试验前进行，但不能与水压试验同时进行。灌水试验前应注意临时支座是否安置正确。充水水位高度高于凝汽器的进汽口 300mm，维持 24 小时无渗漏，水压试验用水采用加有钝化剂的防腐水，不采用自来水，不锈钢件试验用水的氯离子含量不得超过 25mg/L，碳素钢容器液压试验时液体温度不得低于 5℃，其他低合金容器液压试验时，液体温度不得低于 15℃，并不得高于 70℃，维护此高度至少二小时。各焊接、接口、胀口均不应有泄漏和渗漏现象。

c) 真空系统气密性试验是为了检测机组的安装质量，了解整个真空系统的严密性。试验方法是关闭抽气装置的空气门以测量真空度下降的速度。

d) 凝汽器必须在汽轮机启动前投入运行。

e) 凝汽器投入循环冷却水后开启水室顶部的放空气阀门，排净空气使水室内充满冷却水；当凝汽器停用时应开启水室底部的放水阀放净水室体内的存水，打开水室人孔盖检查并清除水室内部的杂物。

f) 凝汽器运行中应注意下述约束条件:

- 1) 凝汽器最高工作温度 $\leq 80^{\circ}\text{C}$ 。
- 2) 凝结水过冷度 $\leq 0.5^{\circ}\text{C}$ 。
- 3) 凝汽器两组管束循环冷却水的出口温度差 $\leq 2^{\circ}\text{C}$ 。
- 4) 凝汽器传热端差 $> 2.8^{\circ}\text{C}$ 。
- 5) 凝汽器水位保持在正常水位标高 $\pm 76\text{mm}$ 。
- 6) 凝结水溶解氧或硬度、导电度增大时, 应及时切换凝泵运行并查漏。

7) 当汽轮机本体疏水进凝汽器本体疏水扩容箱前, 应打开冷却水源, 让其冷却喷水, 一直到疏水停止后, 方可切断冷却水源。

11.4.3 真空严密性试验

11.4.3.1 试验条件

- a) 真空严密性试验是检验真空系统严密性的定期试验, 每月进行一次。试验时, 负荷应稳定在80%额定负荷, 运行参数稳定。
- b) 凝汽器单侧运行时, 不宜进行试验。
- c) 凝汽器背压不得高于40kPa, 若高至40kPa 或排汽温度上升至 80°C 应停止试验。

11.4.3.2 试验方法

- a) 检查机组负荷在80%以上额定负荷稳定运行, 开始真空严密性试验时, 记录当时真空、低压缸排汽温度。
- b) 关闭运行真空泵进口气动阀, 然后停运运行真空泵。
- c) 0.5分钟后, 开始第1次记录凝汽器真空值(或背压值), 每隔0.5分钟记录一次。共记录8分钟。
- d) 启动真空泵运行, 检查运行真空泵进口阀自动开启, 检查系统运行正常。
- e) 计算后5分钟真空(或背压值)下降平均值, 应不大于0.27kPa。每分钟真空下降 $\leq 0.1\text{kPa}$ 为优, 每分钟真空下降 $> 0.1\text{kPa}$ 且 $\leq 0.2\text{kPa}$ 为良, 每分钟真空下降 $\leq 0.27\text{kPa}$ 合格。

11.4.3.3 注意事项

- a) 试验过程中若背压上升过快或排汽温度迅速上升, 应立即恢复真空系统正常运行方式, 停止试验并应在运行中或停机后进行查漏。
- b) 当凝汽器背压升至40kPa 或排汽温度上升至 80°C , 立即停止试验, 恢复真空系统正常运行方式。
- c) 试验中应核对集控与就地背压变化情况应一致; 试验期间, 应注意比较背压上升和排汽温度上升的对应关系, 若两者明显不对应, 应停止试验, 分析原因并予以消除。

11.5 凝汽设备启、停及运行操作危险点分析

凝汽器的真空是机组正常经济运行的必要条件, 一旦真空出现下降必须立即查明原因恢复真空, 必要时减负荷停机。

凝汽器系统危险点见下表:

序号	操作项目	危险源、危险点	后果	控制措施
1	机组启停机运行中	a) 背压高	① 机组出力降低，效率下降。 ② 汽机末级叶片过负荷，可能造成叶片断裂。 ③ 推力轴承过负荷。 ④ 排汽温度升高，破坏机组中心，产生振动。	① 严格控制背压，投入背压保护。 ② 背压上升超过规定值，首先减小负荷。 ③ 背压升至停机值，保护未动，在确认背压确实高时，立即手动停机。 ④ 控制轴封汽压力正常。 ⑤ 维持热井水位正常。 ⑥ 保证循环水量正常，及时调整间冷塔运行方式。 ⑦ 负压区、真空系统阀门关闭严密。 ⑧ 保证真空泵运行正常，开启备用泵。
		b) 凝汽器水位高。	① 淹没不锈钢管，过冷度增加。 ② 过高时淹没抽气口，导致真空下降，甚至被迫停机。	① 保证凝汽器就地水位计准确。 ② 可靠投入凝汽器水位自动，加强水位监视。 ③ 按操作规程进行凝结水系统的操作，防止凝结水系统阀门误开（关）。 ④ 开机前试验凝汽器水位保护动作正确，声光报警正常。 ⑤ 加强凝结水水质及补水量的监督、统计工作，一旦确认凝汽器不锈钢管大量泄漏，及时采取相应措施进行处理。
		c) 凝汽器水位低。	① 凝结水系统失压。 ② 过低时引起凝结水泵汽蚀、凝结水管振动。	① 保证凝汽器就地水位计准确。 ② 可靠投入凝汽器水位自动，加强水位监视。 ③ 按操作规程进行凝结水系统的操作，防止凝结水系统阀门误开（关）。 ④ 开机前试验凝汽器水位保护动作正确，声光报警正常。
		d) 凝汽器不锈钢管泄漏。	① 凝结水水质劣化。	① 启动循环水泵时，严格按照相关要求充水排气。 ② 防止凝汽器不锈钢管过热。 ③ 防止因汽机叶片断裂而打伤凝汽器不锈钢管。 ④ 向凝汽器排放疏水，应有充足的减温水量。 ⑤ 加强凝结水及循环水水质监督，对补水量进行跟踪统计。 ⑥ 安装及更新凝汽器不锈钢管前，要进行全面探伤检查。加强凝汽器不锈钢管的穿管质量，改善凝汽器钢管的振动特性。 ⑦ 循环水中断后，若低压缸排汽温度较高，禁止立即向凝汽器不锈钢管通水。
		e) 凝汽器过冷度大。	① 造成凝结水溶氧增加，腐蚀管道、设备增加热耗。	① 防止凝汽器水位异常升高。 ② 保证真空泵正常运行。 ③ 定期进行真空严密性试验，及时消除漏点。
		f) 抽真空系统异常。	① 主机真空无法建立或真空下降。	① 检查大小机轴封压力轴承，轴端无漏气。 ② 真空破坏阀应关闭严密，水封投入。 ③ 抽真空前检查各阀门状态正确。 ④ 定期进行真空严密性试验，及时消漏。 ⑤ 保证真空泵运行正常，汽水分离器水位正常，密封水温度正常。 ⑥ 启停泵时关注泵进口隔离阀开关状态和关闭严密性。

11.6 凝汽器一般异常现象及处理

11.6.1 凝汽器满水

a) 主要现象

- 1) 凝汽器水位指示满水并报警。
- 2) 凝结水过冷度增加。
- 3) 当水位淹没抽气口时，真空急剧下降。

b) 处理

- 1) 发现凝汽器水位指示满水应校对就地水位计，并进行调整，停止凝汽器补水。
- 2) 确认凝汽器满水立即启动备用凝泵，检查原运行泵及凝结水系统各阀门位置，必要时开启开车放水阀。注意调整除氧器水位，通知化学化验凝结水水质；
- 3) 若为换热管泄漏则隔离泄漏侧，通知检修堵漏。凝汽器满水伴随真空下降结合真空下降的处理总则处理。

11.6.2 凝汽器不锈钢管泄漏

a) 主要现象

- 1) 凝结水氢导、钠离子升高，出现硬度（可能）。
- 2) 间冷系统膨胀水箱水位下降。
- 3) 凝汽器热井水位上升。

b) 处理

- 1) 发现凝结水氢导升高，应立即检查分析原因，联系化学加强水质监视，同时确认无其它不良水质进入凝汽器。
- 2) 确认凝结水精处理系统可靠投入。
- 3) 根据凝汽器泄漏监测系统指示，确定凝汽器的泄漏区域。
- 4) 确认凝汽器泄漏，应进行半边水侧隔离捉漏。
- 5) 凝汽器泄漏造成汽品质恶化，按“水汽质量恶化的应急处理”进行处理。
- 6) 间冷膨胀水箱补水至正常。

第 12 章 凝结水系统

12.1 概述

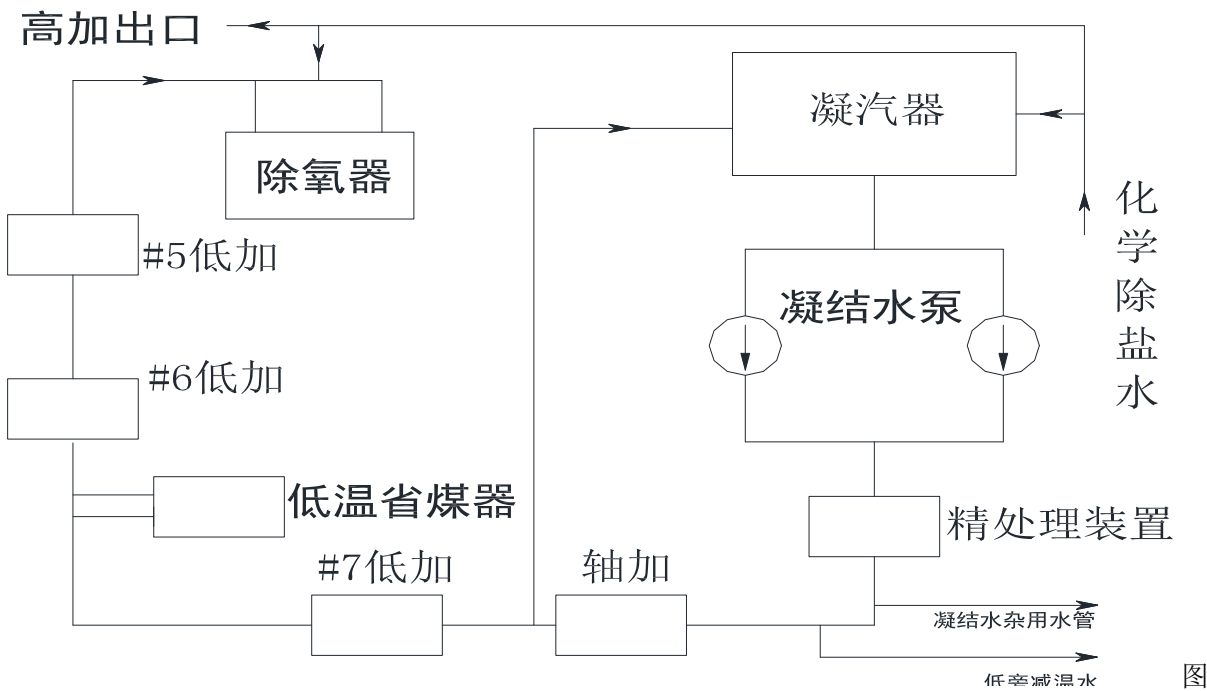
凝结水系统指凝汽器至除氧器之间与主凝结水相关的管路与设备。主凝结水系统的主要作用是对凝结水除盐净化、加热，并将凝结水从凝汽器热井送至除氧器。此外，主凝结水系统还对凝汽器热井水位和除氧器水箱水位进行必要的调节，保证整个系统安全可靠运行。

同时，主凝结水管路还引出多路分支，在运行过程中提供有关设备的减温水、密封水和其他系统补充水等。凝结水从精处理设备后引出的减温水母管用户有：前置泵、给泵密封水，低压缸后缸喷水，凝汽器真空破坏阀水封，闭冷水系统补水，定冷水系统补水，辅汽至轴封减温器减温水，低旁减温器减温水，低旁至凝汽器三级减温器减温水，凝汽器疏水扩容器喷水，小机排汽缸喷水，暖通专业减温器减温水，磨煤机消防蒸汽减温水等。

正常情况下，凝结水泵变频运行，凝结水母管压力低限应考虑凝结水压力变化对各用户的影响。

12.2 系统组成

凝结水系统主要设备：两台凝结水泵、精处理装置、一台轴封加热器、除氧器水位主、副调节阀、一台#7低加、一台低温省煤器、一台#6低加、一台#5低加。



12-1 凝结水系统示意图

正常运行方式下，凝结水依次经过上述设备，系统设有最小流量再循环管路，从轴加后接出引至凝汽器，设置调节站在启动和低负荷工况运行时，保证凝泵大于最小流量长时间运行，防止凝结水泵汽蚀。同时也保证启动和低负荷期间有足够的凝结水流过轴加，防止轴加过热，维持轴加的微真空。最小流量再循环管道按凝结水泵、轴加所允许的最小流量中的最大者进行设计。最小流量再循环管道上还设有调节阀以控制不同工况下再循环流量。

各加热器和精处理装置设置旁路管道。考虑到凝汽器中循环水泄漏的可能，系统采用3×50%容量凝结水精处理装置及100%容量的电动旁路。轴加未设电动旁路。#7低压加热器采用复合式单壳体结构，置于凝汽器接颈部位与凝汽器成为一体，和低温省煤器一起采用电动阀大旁路系统。#5、#6 低压加热器为卧式、双流程型式，采用电动隔离阀的大旁路系统。在#5低加出水电动阀前设有开车放水管，当安装或检修后再启动时，将不合格的凝结水排至锅炉疏水扩容器。

在轴加之后的管道上，设有控制除氧器水位的调节站。为了提高调节性能，并列布置主、副调节阀，分别用于正常运行及低负荷运行。在除氧器入口管道上设有止回阀，防止除氧器内蒸汽倒流入凝结水系统。

12.3 主要设备功能和规范

12.3.1 凝结水泵

凝结水泵在高度真空的条件下将凝汽器的热井中的凝结水抽出，输送接近于凝汽器压力下的饱和水。系统采用 2×100%容量的凝结水泵，一运一备，凝泵电机为一拖二变频。当任何一台泵发生故障时，备用泵自动启动投入运行。凝结水泵进口设有安全阀，防止因为备用泵逆止阀不严密将运行泵排出的压力水倒流入备用泵，引起备用泵进口管段超压。凝泵进、出水电动阀与凝泵联锁，防止凝泵在进出口阀门关闭状态下运行。凝结水泵结构如图12-2。

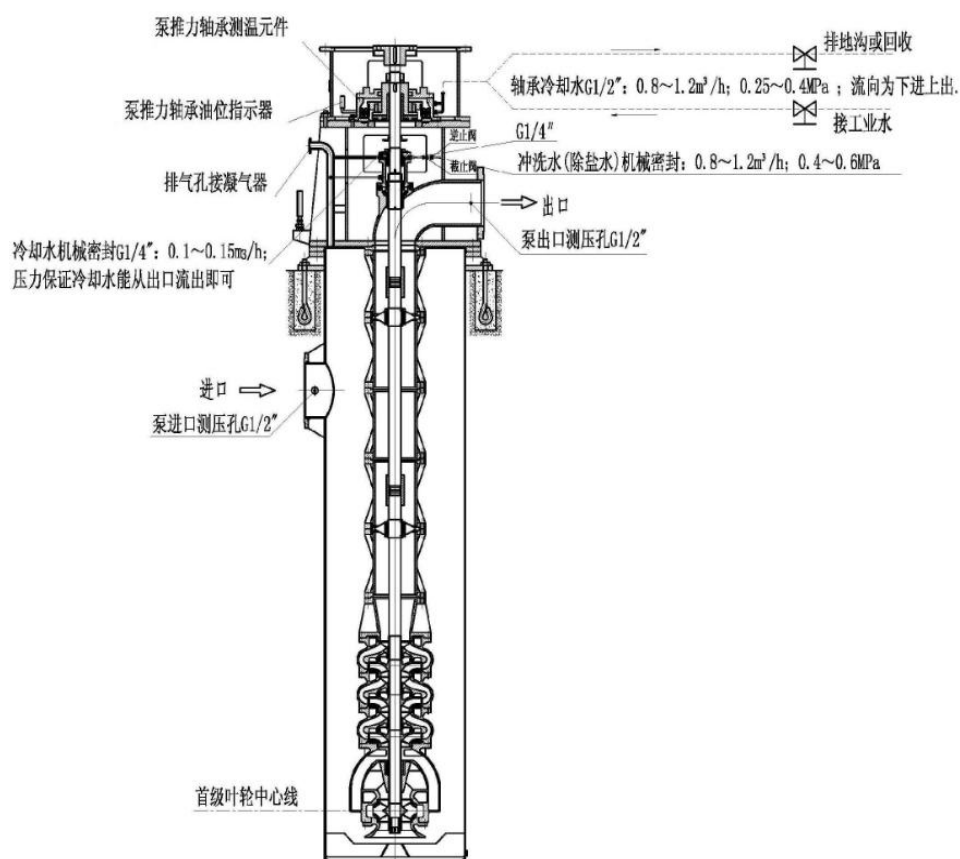


图12-2 凝结水泵结构图

凝结水泵由沈阳工业泵制造有限公司生产，采用立式、抽芯式结构，泵壳设计成全真空型，泵配置变频电机，2台电机配1套变频装置，每台泵都能满足各种工况的变频调速运行，安装在-3.55mm 基座上，泵体底孔标高为-10.55mm。

12.3.1.1 凝结水泵主要技术参数表

型号	10LDTNB-5PS
数量（台）	2
设计流量（t/h）	1737.9
设计扬程（inh ₂ O）	360
转速（r/min）	1480
制造厂	沈阳工业泵制造有限公司

12.3.1.2 配用电机参数表

型式	YPKSL560-4
输出功率（kW）	2240
额定电压（kV）	6
额定电流（A）	247
转速（r/min）	1480
冷却方式	空-水冷却

12.3.2 轴封加热器

经凝结水精处理后的凝结水进入轴加。轴加为表面式热交换器，用以凝结轴封漏汽和阀杆漏汽。轴加靠有足够的凝结水量通过建立微真空状态，以防蒸汽漏入大气和汽轮机润滑油系统。为维持轴加真空还应投入轴加风机，不断地抽出轴加内的不凝结气体。

轴封加热器主要技术参数表：

型式	卧式管壳式	
制造厂	上汽	
冷却表面积	m ²	60
最小冷却水流量	m ³ /h	350
管子尺寸(外径×壁厚)	mm×mm	Φ19×1
管子根数	根	420
传热系数	W/m ² ·℃	666
管阻	MPa	0.05
设计压力 管侧/壳侧	kPa（g）	4500（暂定）/4500
设计温度 管侧/壳侧	℃	100/350
管子材料	TP304	
壳体材料	碳钢	
水室材料	碳钢	
管板材料	碳钢	
总重材料	kg	2413

12.3.3 低温省煤器

本工程设置一级低温省煤器，布置在除尘器入口烟道上，充分利用烟气余热，降低机组热耗。排烟损失是锅炉运行中最重要的一项热损失，凝结水在低温省煤器内吸收排烟热量，降低排烟温度，自身被

加热、升高温度后再返回汽轮机低压加热器系统，代替部分低压加热器的作用，从而减少了部分低压抽汽，增加发电机功率。在发电功率不变的情况下，可节约机组的能耗。同时，由于进入脱硫塔的烟温下降，还可以节约脱硫工艺水的消耗量。

由7号低加出口抽出全部或部分凝结水至炉后进入低温省煤器，利用锅炉排烟的余热将其加热后返回6号低加的进口凝结水系统，旁路管道上设置调节阀，当低温省煤器出口烟气温度偏低时连锁开大调节阀开度，在机组低负荷时当低温省煤器入口温度低于70℃时，通过低温省煤器凝结水再循环管道与入口凝结水管道进行混温运行。

考虑到低温腐蚀和烟气飞灰冲蚀造成低温省煤器泄漏的可能，从#7低加出口设置总旁路阀，在需要时可撤出低温省煤器运行。

低温省煤器凝结水系统设两台100%容量的变频调速增压再循环泵，一台运行，一台备用。

12.3.3.1 低温省煤器主要技术参数如表：

序号	项 目	单位	设计煤种/校核煤种						
			BMCR	BRL	THA	75% THA	50% THA	40% THA	30%BMCR
1	入口烟气温度	℃	121	119	119	115	110	109	108
2	出口烟气温度	℃	85.09	85	85.2	85.4	85	85	85
3	烟气侧压力损失	Pa	350	350	350	300	300	300	300
4	凝结水进水温度	℃	68.0	69.2	69.3	67.2	70	70	70
5	凝结水出水温度	℃	89.3	85.2	85.7	95	96.2	97.8	98.7
6	进入低省流量	t/h	370	358.74	352	145.15	103	80.3	68.4
7	凝结水流速	m/s	1	1	1	0.4	0.3	0.25	0.2
8	凝结水循环量	t/h	0	0	0	0	29.8	26.9	25.6
9	水侧压力损失	MPa	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
10	换热量	MW	7.3	6.7	6.66	4.7	3.14	2.61	2.29

12.3.3.2 凝结水循环泵技术参数见下表：

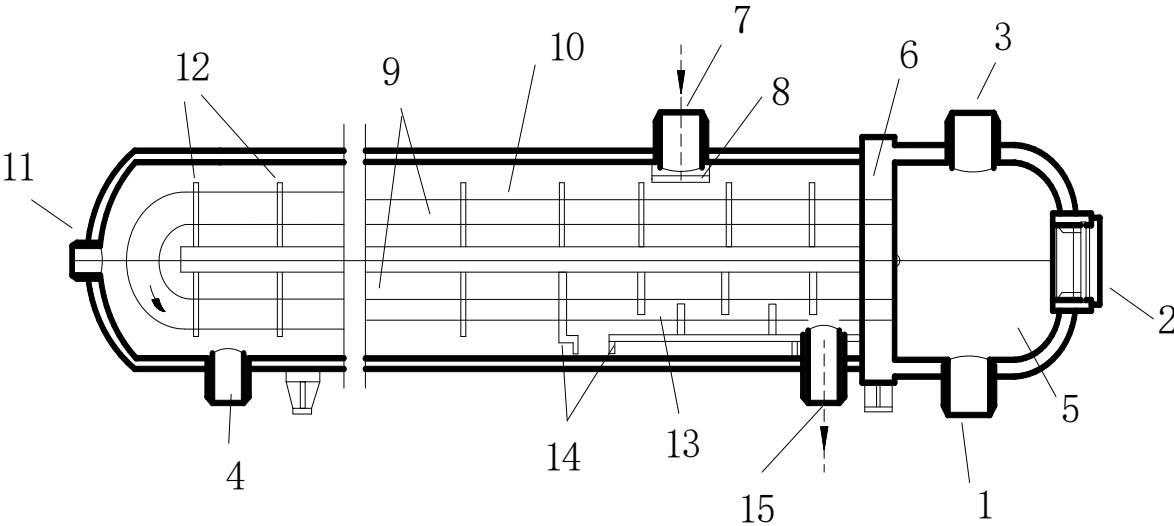
序号	项目	单位	数值
一	水泵		
1	型式		卧式
2	型号		HPK-Y150-315
3	流量	m ³ /h	165
4	扬程	mH ₂ O	30
5	转速	r/min	1450
6	必需汽蚀余量	m	3
7	泵的效率	%	72
8	泵级数		单级
9	泵体设计压力	MPa	4
10	轴承振动保证值(轴承座处双振幅)	mm	0.06
二	电动机		
1	型号		/
2	额定功率	kW	30
3	额定电压	V	380
4	同步转速	r/min	1450
5	频率	Hz	50

序号	项目	单位	数值
6	额定电流	A	57
7	防护等级		IP54
8	重量	kg	250
9	功率因数		0.86

12.3.4 低压加热器

#5~#7低加采用东方汽轮机厂生产的卧式壳管表面式、U 型加热器，管材采用不锈钢。低压加热器分蒸汽凝结段和疏水冷却段。在所有加热器的疏水、蒸汽进口设有保护管子的不锈钢缓冲挡板。低压加热器结构见图12-3。

其中#7低压加热器安装在凝汽器的颈部，该低压加热器由壳体、管系、水室等部分组成。管系分别由支撑板支撑，并引导蒸汽沿管系流动，各管系内的疏水冷却段由包壳密封，以保证疏水畅通流动，凝结水从#7低加进水室进入管系进行加热后，流入出水室，再通过管子引出后部分（或全部）流向低温省煤器。部分（或全部凝结水）经低温省煤器加热后汇总，进入#6低加入口管系，经#6低加管系的升温后再进入#6低加出水室，最后离开低压加热器汇合流向上一级低压加热器。



1、凝结水入口； 2、人孔； 3、给水出口； 4、危急疏水； 5、水室； 6、管板； 7、蒸汽入口；
8、防冲板； 9、凝结段； 10、管束； 11、上级疏水入口； 12、管子支撑板； 13、疏水段； 14、疏水冷却段密封件； 15、疏水出口；

图12-3 低压加热器结构示意图

#7低加装设在凝汽器喉部是因为该段抽汽容积流量大，压力低，蒸汽的比容很大，若加热器布置在凝汽器外面，需要引出很大的抽汽管，在管道布置、保温层的铺设、安装上都存在难度，而布置在凝汽器喉部，则可节省空间、利于布置。同时由于以上原因且蒸汽压力较低，该段抽汽出口没装逆止阀和截止阀，为防止蒸汽倒入汽机，在加热器蒸汽入口设有防闪蒸的挡板，当汽机跳闸时，可防止过多的蒸汽倒入汽轮机。其中#5、#6低压加热器采用大旁路， #7低加与低温省煤器共用一个大旁路。

低压加热器正常疏水采用逐级自流的方式，即#5低压加热器疏水流到#6低压加热器，然后进入#7低压加热器，最后疏水经#7低压加热器进入凝汽器。

每台低压加热器均设置危急疏水管路，在事故情况或低负荷工况时，疏水可直接进入凝汽器。低压

加热器的主要技术规范如下：

低压加热器主要技术参数表

序号	项目	#5低加	#6低加	#7低加
1	压力降			
	管侧压力降 (MPa)	0.078	0.084	0.091
	壳体压力降 (MPa)	0.016	0.023	0.027
	壳体每段压力降 (MPa)	0/0.016	0/0.023	0/0.027
2	设计管内流速 (m/s)	2	1.9	1.9
	管内最大流速 (m/s)	3	3	3
3	有效表面积 (m ²)	1300	1670	1600
	每段有效表面积 (m ²)	1195/105	1418/252	1345/255
4	换热率 (kJ/hr)	222732855/ 13818695	242148550/ 34498954	132921181/ 24064664
5	总换热系数 (kJ/hr. °C. m ²)	15022/8505	12938/8437	10867/7882
6	给水端差 (°C)	2.8	2.8	2.8
7	疏水端差 (°C)	5.6	5.6	5.6
8	加热器壳侧			
	设计压力 (MPa)	0.67	0.23	0.1
	设计温度 (°C)	310/165	200/125	120
	试验压力 (MPa)	1.01	0.345	0.15
	壳侧压力降 (MPa)	0.0405	0.058	0.062
9	加热器管侧			
	设计压力 (MPa)	4.5	4.5	4.5
	设计温度 (°C)	165	125	120
	试验压力 (MPa)	6.75	6.75	6.75
	管侧压力降 (MPa)	0.078	0.084	0.091
10	净重 (kg)	27000	31300	30100
	壳体净重 (kg)	7514	8885	8828
	管束与管板净重 (kg)	15130	18210	17600
	运行荷重 (kg)	36100	41500	39100
	充水荷重 (kg)	52000	60100	62000

12.4 凝结水系统的运行

12.4.1 凝结水系统投运前检查

- 完成“辅机设备及系统启动(投入)前检查通则”的操作。
- 凝汽器的补水也由化学除盐水直接提供。
- 启动水处理除盐水输送泵，对凝汽器冲洗合格后补水至正常水位，投入热井水位自动。
- 检查关闭各凝结水其它用户。
- 投入除盐水至凝泵密封水，调节密封水压力、流量正常。
- 检查凝泵电机轴承油位正常，投入凝泵电机轴承冷却水正常。
- 完成对凝结水泵及凝结水母管充水放气工作。在机组运行中，对检修凝泵恢复时的充水放气工作，不能影响运行凝泵的正常运行，并注意凝汽器真空的变化。

12.4.2 凝结水系统的投运

- a) 确认凝泵进水阀开, 凝泵出水电动阀关闭, 凝结水再循环阀全开, 凝结水精处理装置旁路电动阀全开, 轴加进、出水阀全开, 除氧器水位调节站关闭。
- b) 检查凝泵启动条件满足。启动一台凝泵, 注意启动电流及回小时间, 检查出水阀自动开启, 泵组振动、声音、轴承及电动机线圈温度、出水压力、进水滤网前后差压、密封水压力、流量、热井水位均正常, 系统无泄漏。
- c) 凝泵变频器启动前先检查凝泵开关、变频器进线闸刀、变频器出线闸刀在合闸位置, 变频启动凝结水泵, 查凝结水泵转速在最低转速运行, 凝泵出水电动阀自动开启, 其它参数均正常。调节变频器转速、除氧器水位调节阀, 查除氧器、凝汽器热井水位正常。投入联锁, 查备用凝泵出水阀全开, 注意不应倒转。检查凝泵密封水水源由除盐水供切至凝泵自供正常, 注意保持密封水压力、流量正常。
- d) 通知化学凝结水加药, 并化验凝结水质, 若凝泵出口铁 $>500\mu\text{g/L}$, 应将凝结水精处理旁路, 并开启开车放水阀, 对凝结水系统进行补放水, 直至凝泵出口铁 $<500\mu\text{g/L}$ 。水质合格后, 通知化学投入凝结水精处理系统。并开启#5低加出水阀, 关闭开车放水阀, 向除氧器上水, 继续进行凝结水系统、除氧器联合循环冲洗, 直至水质(除氧器出口铁 $<200\mu\text{g/L}$)满足锅炉上水要求, 维持除氧器水位正常。
- e) 投入除氧器水位自动调节, 注意热井、除氧器水位变化情况。当凝结水流量逐渐增大时, 检查凝结水再循环阀自动关闭。根据需要投入各凝结水其它用户。
- f) 低加启动时先投水侧, 再投汽侧。投运前须先投入加热器水位保护, 放尽加热器内积水, 各抽汽管道上各疏水阀处于开启状态。
- g) 低温省煤器投运前, 需进行注水排气, 并进行查漏; 低温省煤器进满水后, 关闭低省进出水阀和凝结水至低省隔离阀和调节阀, 检查增压泵的试转正常, 将低省列入备用。注意低省旁路电动阀及旁路调节站、低省进出水电动阀操作过程中应防止至除氧器的凝结水中断。

12.4.3 凝结水系统的运行

- a) 机组正常运行中, 凝汽器的正常补水由化补水母管直供。注意检查凝结水系统管道、设备无漏水, 凝汽器、除氧器水位及水位自动正常。注意凝泵电流、轴承油位、轴承及电动机线圈温度、进口滤网前后差压、出口压力、凝结水流量、母管压力、振动、声音、密封水供水正常; 备用泵备用状态正确, 联锁投入。
- b) 完成定期切换及试验工作。机组正常运行中凝结水泵不切换, 机组停运后视情况将变频器改接至另一台泵。每月进行一次备用凝结水泵试转工作, 以保证备用凝结水泵处于良好状态。
- c) 低温省煤器运行调节
- 低温省煤器系统图见12-4。
- 正常运行中, 低省进、出水手动隔离阀与电动阀全开; 低省旁路电动阀关闭、旁路调节阀调节开; 低省再循环泵进出水阀全开。

凝结水至低省调节阀控制低省进水温度 70°C , 该控制是低省在较高负荷下经济和安全运行主要手段; 当机组负荷低至 $50\%\sim 55\%\text{THA}$ 阶段, #7低加出水温度降至 69.3°C , 凝结水至低省调节阀将自动关至0, 同时为保证低温省煤器设定的进水温度 70°C , 低省再循环泵自动启动, 利用其出水调节阀开度控制再循环流量使进水温度维持在 70°C 以上(可理解为利用经低省的烟气热量), 从而有效防止低负荷低省腐蚀, 也正因为低省再循环泵的投入运行, 使低省低负荷时(40%)仍有效益。随着负荷的上升, 流经

低省的烟温不断上升，低省再循环流量将逐步减少，当再循环泵出水调节阀开度小于15%且低省进水温度达75℃，再循环泵自动停运，此后凝结水至低省调节阀控制低省进水温度在设定温度70℃。

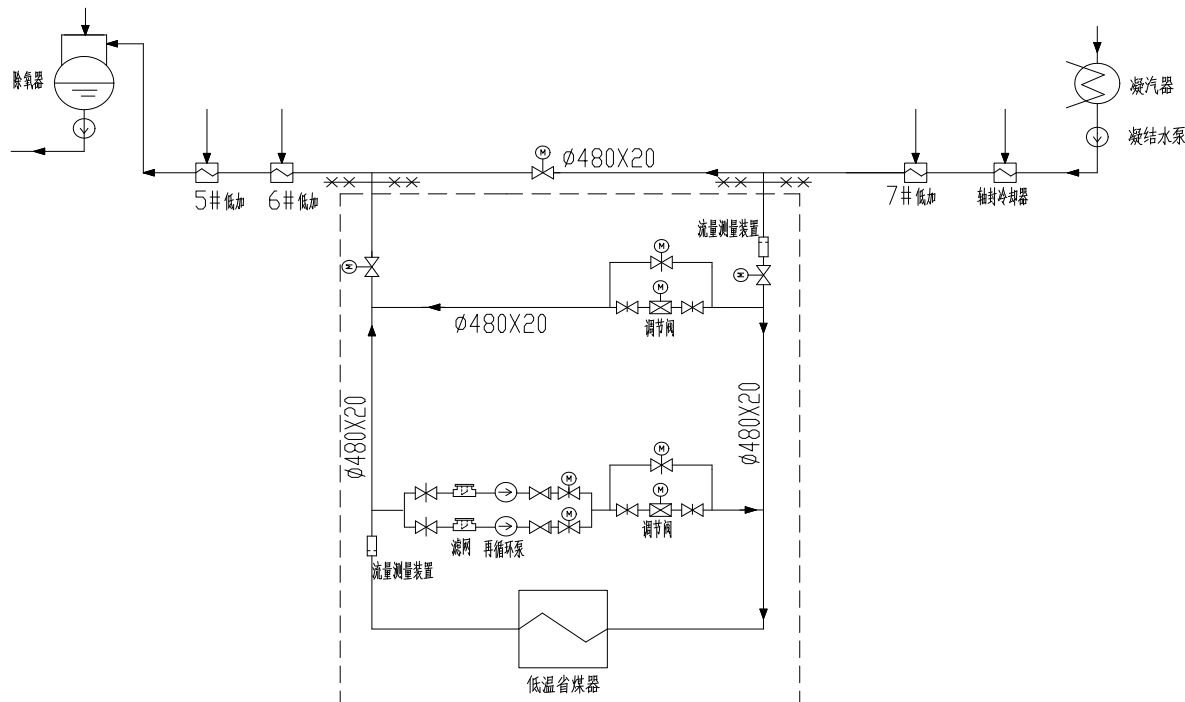


图12-4 低温省煤器热力系统

低省旁路调节阀的控制信号来自低省出口烟温，是控制出口烟温大于烟气酸露点的保证，当烟温降低时，旁路调节阀自动开大以减少进入低省的凝结水流量。

负荷变化过程，低省的投运使流经#6低加凝结水参数不断变化，此时运行方面应注意#6低加水位的监视，防止#6低加水位保护不正常动作造成低加、低省切除。

d) 凝结水水质控制

1) 正常运行凝结水水质标准表如下：

	项目	单位	限值	-期望值
凝结水	硬度	μmol/L	0	—
	钠	μg/L	<10	—
	溶解氧	μg/L	30~150	—
	氢导	μS/cm	<0.30	—
	氢导	μS/cm	<0.12	<0.10
凝结水精处理出水	铁	μg/L	≤5	≤3
	铜	μg/L	≤2	≤1
	二氧化硅	μg/L	≤10	≤5
	钠	μg/L	≤3	≤1
	氯离子	μg/L	≤3	≤1

2) 机组运行中，若出现凝结水质异常，应加强水质化验，关注水质变化趋势，根据具体数值进行相应等级的处理。处理等级分以下三类：

一级处理：有造成腐蚀、结垢、积盐的可能性，应在72h 内恢复至标准值。

二级处理：肯定会造成腐蚀、结垢、积盐，应在24h 内恢复至标准值。

三级处理：正在加快腐蚀、结垢、积盐，若水质不好转，应在4h 内停炉。

异常处理的每一级中，若在规定时间内尚不能恢复正常，则应采取更高级别的处理方法。

3) 凝结水处理装置前水质异常分类表如下:

项目	标准值	处理等级		
		一级处理	二级处理	三级处理
氢导 $\mu\text{S}/\text{cm}$	<0.3	$0.3\sim0.4$	$0.4\sim0.5$	>0.5
钠 $\mu\text{g}/\text{L}$	<10	$10\sim20$	$20\sim35$	>35

12.4.4 凝结水系统的停运

- 确认凝结水无用户，凝泵满足停运条件。
- 将凝泵密封水切至除盐水供。
- 通知化学，撤出凝结水精处理装置。
- 解除备用凝结水泵联锁。
- 停凝泵，检查出水阀自动关闭。
- 凝汽器热井水位调节阀切至手动并关闭。
- 根据需要停化学除盐水泵和完成其它隔离工作。

12.4.5 凝结水系统非正常运行

(1) 低压加热器解列

当低压加热器管子泄漏或疏水阀故障出现高一高水位时，解列该低压加热器，凝结水走旁路，但应按照汽轮机厂的规定，根据低压解列的个数，汽机出力作相应的限制。

(2) 轴封冷却器泄漏

当轴封冷却器出现管子泄漏时，造成轴加满水。此时，轴封冷却器和轴封风机不能够继续维持汽机轴封低压腔和阀门汽封低压腔的微真空状态，蒸汽将一部分泄漏到汽机房，一部分可能逸入轴承支座进入润滑油系统，同时凝结水泄漏进入轴封供汽管路，有造成汽缸进水的危险。因此机组应停止运行。

(3) 甩负荷

汽机甩负荷主汽门跳闸时，除氧器水位调节阀自动关小减少凝结水进入除氧器，以减缓除氧器压力下降速度，防止给水泵入口由于有效的净正吸水头急剧衰减而产生汽化，这时凝结水通过最小流量再循环运行，同时在汽机甩负荷时，应维持除氧器低水位进行一段时间。视锅炉、汽机运行情况关闭或开启调节阀。

(4) 正常停机

机组负荷逐步减少，汽轮机解列。此时除氧器水位调节阀关闭，凝结水通过最小流量再循环运行，到凝汽器的各疏水通过热井高水位泄放阀放至凝结水储水箱。当所有凝结水停止流入热井，低压缸排汽温度低于50度且凝汽器真空破坏后才能停凝结水泵。

12.4.6 凝结水系统联锁保护

- 凝泵启动允许条件（全部满足）
 - 凝汽器水位不低低。
 - 凝泵进水阀开。
 - 凝泵出水阀关或另一台泵运行或泵跳闸后20s内。
 - 凝结水再循环电动阀开及调节阀开度 $\geq 90\%$ 或另一凝泵在运行或凝泵跳闸后20s内。
 - 精处理旁路阀开或精处理投入或另一凝泵在运行或凝泵跳闸后20s内。
 - 轴加旁路阀开或进、出水阀开或另一凝泵在运行或凝泵跳闸后20s内。

- b) 凝泵跳闸（任一满足）
- 1) 凝汽器水位低低延时3秒。
 - 2) 泵运行30s 后出水阀关延时30秒。
 - 3) 泵运行进口阀不开且进口阀关延时3秒。
 - 4) 凝泵轴承温度高保护，延时2秒。
 - 5) 两台凝泵运行，凝结水母管压力高跳第一台凝泵。
 - 6) 凝泵工频运行凝结水流量低或凝泵变频运行凝结水流量低。
- c) 凝泵自启动（全部满足）
- 1) 联锁投入。
 - 2) 另一凝结水泵运行取非延时3秒，或另一凝结水泵工频运行时凝结水泵出口母管压力低于2.8MPa 延时1秒，或另一凝结水泵变频运行时变频速度基准大于90%且凝结水泵出口母管压力低于1.5MPa 延时1秒。
- d) 凝泵出水电动阀
- 自动开：凝泵投备用另一凝泵运行或本台运行。自动关：泵停运延时3秒。

12.5 凝结水系统启、停和运行操作危险点分析

凝结水系统的不当运行，会出现水质异常、管道振动、压力波动等情况，危及相关设备的正常运行。机组正常运行中凝结水系统水位调节故障可能导致凝汽器水位、除氧器水位的异常，凝泵出水故障可能导致凝结水中断等，这些将严重威胁机组安全，导致停机。

凝结水系统启、停和运行操作危险点分析一览表

序号	操作项目	危险源、危险点	后果	控制措施
1	机	a) 凝 结水水质 异常。	① 导致管道和设备腐蚀、结垢。 ② 影响蒸汽品质，导致汽机通流部分结垢。 ③ 被迫降低机组出力或停机。	① 机组长时间停运时，要将凝汽器内凝结水放干。 ② 启动前加强凝汽器及凝结水系统的冲洗。 ③ 检查凝结水系统加药阀确已开启。 ④ 加强凝结水水质监督，并熟悉其水质控制标准值。 ⑤ 确认水质劣化，应立即汇报并采取措施，按一、二、三级处理标准控制。 ⑥ 严格控制不锈钢管安装质量，运行中防止高温蒸汽进入凝汽器不正常冲刷不锈钢管，防止凝汽器不锈钢管泄漏。
	启 动	b) 凝 结水管道 振动，发 生“水锤” 现象。	① 管道强烈振动、支吊架损坏、设备及建筑物损坏。	① 启动前必须注意系统管道排尽空气。 ② 检查除氧器上水调节阀调节品质良好，防止凝结水系统阀门剧烈开关。 ③ 除氧器上水应力求平稳、均匀。 ④ 检查支吊管道布置是否合理。 ⑤ 检查阀门选型是否和流量匹配。
2	正 常 运 行	a) 凝 结水泵失 压。	① 流量过大时造成电动机过负荷。 ② 凝汽器水位过低时造成凝泵汽蚀。 ③ 影响凝结水各用户供水。 ④ 被迫降低机组出力或停机。	① 凝结水泵启动前，凝汽器应保持较高水位，凝汽器水位自动可靠。 ② 凝结水泵入口滤网压差增大时，应及时清洗。 ③ 检查除氧器水位自动调节装置调节品质良好，必要时应切为手动；关注凝泵变频控制调节品质。 ④ 可靠投入凝汽器水位自动，检查水位测点准确，避免凝汽器水位过低。 ⑤ 防止凝结水泵再循环门误开。 ⑥ 凝结水泵失压，必要时应切为手动控制。 ⑦ 定期切换或试验泵，保持良好备用。 ⑧ 检查备用凝结水泵出水逆止阀应关闭严密，检查凝结水泵密封冷却水正常，凝结水泵抽空气阀正常。

660MW 超超临界机组汽机运行培训教材

序号	操作项目	危险源、危险点	后果	控制措施
		b) 凝结水泵憋压。	① 串轴。 ② 凝结水泵汽蚀。	① 正确使用凝结水泵再循环。 ② 加强除氧器水位监视，避免因除氧器水位高而使除氧器上水调阀全关，进而导致凝结水泵憋压。
		c) 凝结水泵振动大。	① 损坏设备。 ② 被迫降低机组出力或停机。	① 加强振动监测，完善设备维护，并建立台帐。 ② 检查地脚螺栓无松动。 ③ 注水放气要到位。 ④ 检查密封水、空气管道阀门时否正常。
		d) 凝结水泵轴承温度高。	① 轴瓦烧毁。 ② 凝结水泵跳闸。 ③ 被迫降低机组出力或停机。	① 加强设备巡视并定期测温。 ② 检查凝结水泵轴承密封冷却水畅通、充足。必要时检修清理轴承冷却水室。 ③ 发现轴承箱内油位过高或油质脏污时，应降低油位更换新油。 ④ 振动增大应倒换为备用泵运行。
		e) 凝结水泵电机温度高。	① 烧坏电动机。 ② 凝结水泵跳闸。 ③ 被迫降低机组出力或停机。	① 加强设备巡视并定期测温。 ② 保证电机冷却器冷却水压力、流量正常。 ③ 检查电动机通风良好。 ④ 检查凝结水泵电流正常。 ⑤ 防止凝结水泵过流量长期运行。
		f) 管道泄漏。	① 带压部分管阀泄漏，危急人身安全。 ② 真空部分管阀泄漏，导致真空下降。	① 真空系统水封阀应保持常开，且经常检查管道无堵塞、水量充足。 ② 检查系统阀门位置正常。 ③ 发现漏点，应及时消缺，或隔离并布置围栏。 ④ 定期进行真空严密性试验。 ⑤ 必要时进行凝汽器灌水查漏。
		g) 凝结水中断。	① 凝汽器水位上升。 ② 除氧器水位下降。 ③ 凝结水用户断水。 ④ 短时机组负荷可能上升。 ⑤ 被迫降负荷和停机。	① 检查凝结水泵是否运行正常若跳闸抢合一次。 ② 检查凝结水系统，若有泄露紧急隔离。 ③ 监视凝汽器和除氧器水位。 ④ 降负荷，做好故障停机准备。
		h) 变频器误操作。	① 凝结水泵变频器故障跳闸。 ② 被迫降低机组出力或停机。	① 严格执行变频器操作票。
		i) 变频小室温度控制失常、变频器温度高跳闸。	① 凝结水泵变频器故障跳闸。 ② 被迫降低机组出力或停机。	① 加强检查和监视。
		j) 变频器风道滤网脏堵。	① 变频器温度高跳闸。	① 严格维护变频小室，随手关门。 ② 定期清理变频器、功率柜空气滤网。
3	系统停运	a) 凝结水系统带负荷停运。	① 低压缸排汽温度高。 ② 用户断水。	① 低压缸排汽温度降至50℃时，方可停运凝结水系统。 ② 凝结水系统的停运，必须在确认无用户后，方可进行。
		b) 未切换用户停运凝结水系统。	① 用户断水，设备损坏。 ② 公用设备不正常停运。	① 严格执行停机操作票制度。 ② 掌握用户运行方式。
		c) 未按要求清洗入口滤网。	① 凝结水泵无法再次启动。 ② 凝结水泵汽化。	① 及时根据差压组织滤网清洗。 ② 切换并隔离系统，清理滤网。

12.6 凝结水系统一般异常现象及处理

12.6.1 凝结水泵出水流量低原因及处理

a) 现象

- 1) 凝结水泵出水流量低。
- 2) 电流摆动。
- 3) 出水流量低。

b) 原因

- 1) 凝结泵体进了空气。
- 2) 入口滤网堵塞。

c) 处理

- 1) 检查凝泵入口滤网差压是否正常。
- 2) 检查凝汽器水位是否过低。
- 3) 检查凝泵泵进口抽空气阀是否误关。
- 4) 检查凝泵入口法兰及管道是否漏空气。
- 5) 检查密封水是否正常，轴封处和泵体结合面是否漏空气。

6) 根据故障前情况，若机组刚检修后考虑凝泵前系统是否污染，造成泵的进口滤网堵（一般泵进口滤网加装临时滤布，泵运行一段时间后取掉）；凝泵检修后的设备是否有漏空气，如凝泵进水阀的法兰、进水滤网的法兰，检查滤网的排污阀是否关闭严密。

7) 若机组正常运行情况下发生此故障，检查凝泵的密封水、振动是否正常，负压区是否泄漏。运行泵和备用泵进口联通时，检查备用泵是否有操作导致空气漏入。

12.6.2 凝结水泵跳闸

a) 现象

- 1) LCD 报警，电流到零，备用凝结水泵联启。
- 2) 凝结水母管流量骤降，出水压力稍降。
- 3) 凝汽器热井水位上升，除氧器水位下降。

b) 处理

- 1) 首先应确认备用凝结水泵自启，否则手启。
- 2) 严密监视凝汽器水位和除氧器水位变化情况，立即关闭热井补水。
- 3) 如备用泵启动不成功，迅速检查原因，汇报值长，设法启动备用凝泵。

4) 如备用泵启动不成功且跳闸凝泵无明显故障特征时，可强行再启动一次跳闸泵，强启不成功应立即降负荷处理；严密监视凝汽器水位、除氧器水位、真空；注意轴封供汽温度；短时无法恢复凝结水打闸停机。

- 5) 查明凝泵跳闸原因，联系检修处理，尽快恢复系统运行。

第 13 章 除氧器

13.1 概述

为保证锅炉运行的安全性、可靠性和经济性，必须除去给水中溶解的气体。其中危害最大的就是氧气，习惯上就将给水除气称之为给水除氧，其主要设备就是除氧器。

运行过程中，凝结水会不断地溶解入气体，主要是由补充水带入空气、从系统中处于真空下工作的设备（如凝汽器）和管道附件的不严密处漏入空气。溶于水中的氧，对热力设备及管道会产生强烈的腐蚀作用，二氧化碳将加剧氧的腐蚀。且所有不凝结的气体在换热设备中均会使热阻增加、传热效果恶化，从而导致机组热经济性下降。

水的碱性较弱和高温将使腐蚀速度加快，所以在对给水除氧的同时，还通过加药使水保持一定的碱性。而高温下工作的给水管道的省煤器，只要给水中溶有少量的氧（如 $30\mu\text{g/L}$ ），在短期内就会造成腐蚀穿孔，引起泄漏或爆管。除氧器还作为汽轮机回热加热系统中的一级混合式加热器，同时担负汇集各种疏水、锅炉补充水的任务。除氧器水箱则保证锅炉所需给水的储备量。

13.2 除氧器工作原理

给水除氧有化学除氧和热力除氧两种方法。化学除氧是利用易和氧发生化学反应的一些药剂，如亚硫酸钠 Na_2SO_3 和联氨 N_2H_4 ，使之与水中溶氧化合而达到除氧目的。化学除氧能彻底除去水中溶氧，但不能除去其它气体，且价格昂贵。所以化学除氧只能作为辅助除氧手段。物理方法既能够除氧又能够除去其它气体，并且无任何残留物质，其中热力除氧方法最为简单便宜。在电厂中，热力除氧作为主要除氧手段，化学除氧作为辅助除氧和提高 pH 值的手段。

凝结水从盘式恒速喷嘴喷入除氧器汽空间，进行初步除氧，然后落入水空间流向出水口；加热蒸汽排管沿除氧器筒体轴向均布，加热蒸汽通过排管从水下送入除氧器，加热蒸汽与水混合加热，同时对水流进行扰动，并将水中的溶解氧及其它不凝结气体从水中带出水面，达到对凝结水进行深度除氧的目的；水在除氧器中的流程越长，则对水进行深度除氧的效果越好。

蒸汽从水下送入，未凝结的加热蒸汽（此时为饱和蒸汽）携带不凝结气体逸出水面流向喷嘴的排气区域（喷嘴周围排气区域为未饱和水喷雾区），在排气区域未凝结的加热蒸汽凝结为水、不凝结气体则从排气口排出。

不凝结气体在流向排气口的流程中，除氧器筒体直径越大，在水容积一定的情况下，则汽空间不凝结气体分压力越小，这样就能有效控制不凝结气体在液面的扩散，避免二次溶氧的发生，因此，除氧器筒体采用大直径为佳。机组正常运行时，采用加氨、加氧联合水处理方式（即 CWT 工况），这时除氧器完成加热器的作用，并除去其它水溶性气体；而在启动阶段或水质异常的情况下，采用给水加氨、加联胺处理（即 AVT 工况），降低水中的氧含量，减缓氧腐蚀，这时除氧器既完成加热给水的功能，又起到除氧的作用。

为达到良好的热力除氧效果，必须满足以下条件：

第一：有足够量的蒸汽将水加热到除氧器压力下的饱和温度；

第二：及时排走析出的气体，防止水面的气体分压力增加，影响析出；

第三：增大水与蒸汽接触的表面积，增加水与蒸汽接触的时间，蒸汽与水采用逆向流动，以维持足够大的传热面积和足够长的传热、传质时间。

在初级除氧阶段，凝结水经过高压喷嘴形成发散的锥形水膜向下进入初级除氧区，在初级除氧区水膜与上行的蒸汽充分接触，迅速将水加热到除氧器压力下的饱和温度，大部分氧气从水中析出，聚集在

喷嘴附近。为防止氧气积聚过多，在每个喷嘴的周围设有排气口，以及时排出析出的氧气；经初级除氧的水在水箱下部汇集，深度除氧在水面以下进行的，利用引入水面以下的蒸汽将水加热、沸腾，实现深度除氧。除氧过程析出的气体经排气管排出，除氧后的水则在水箱内与回收的疏水等混合。这种喷雾除氧的优点在于其除氧效率几乎不受水温的影响。

本工程除氧器采用定-滑-定复合运行方式，设有两路汽源：本机四段抽汽和辅汽。在四抽管路上只设防止汽轮机进水的截止阀和逆止门，不设调节阀，为现滑压运行。而辅汽供汽管路上设压力调节阀，用于除氧器定压运行时的压力调节。

13.3 除氧器结构和规范

13.3.1 除氧器结构说明

本工程除氧器采用无头式除氧器，卧式布置，在水箱中完成两步除氧，即凝结水先通过进口的专用喷嘴进行充分雾化，除氧70~80%，蒸汽又从液面下的蒸汽分配管喷出，完成最终除氧。其出水含氧量小于 $5\mu\text{g/l}$ 。除氧器也是一个混合式加热器，利用蒸汽除去给水中的氧。

凝结水通过喷嘴注入除氧器内，同时蒸汽从水下注入。喷嘴和内部蒸汽排管的布置有利于出去凝结水中的氧。

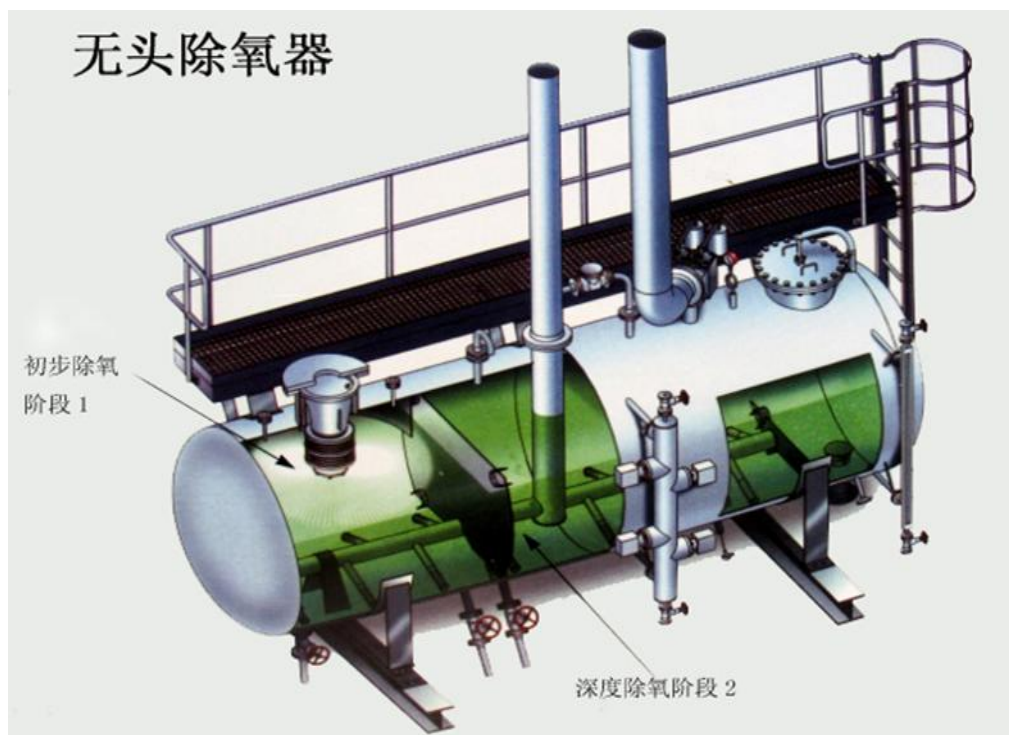


图13-1 除氧器结构图

除氧器由圆柱体筒身和两个封头组成的卧式容器。采用三个鞍式支座，其中两侧为滚轮式滑动支座，支座间距为10m。

筒体两端的上部分别布置了一个凝结水进口管，其内分别安装一个恒速碟形喷嘴。两个出水管布置在筒体的中间，出水管上设置了不锈钢防旋及防止杂物的装置。

除氧器由碳钢制成，主要由喷嘴（Stork专利）、蒸汽排管及固定支座、滑动支座等部分组成。

除氧器部件示意图见图13-2。

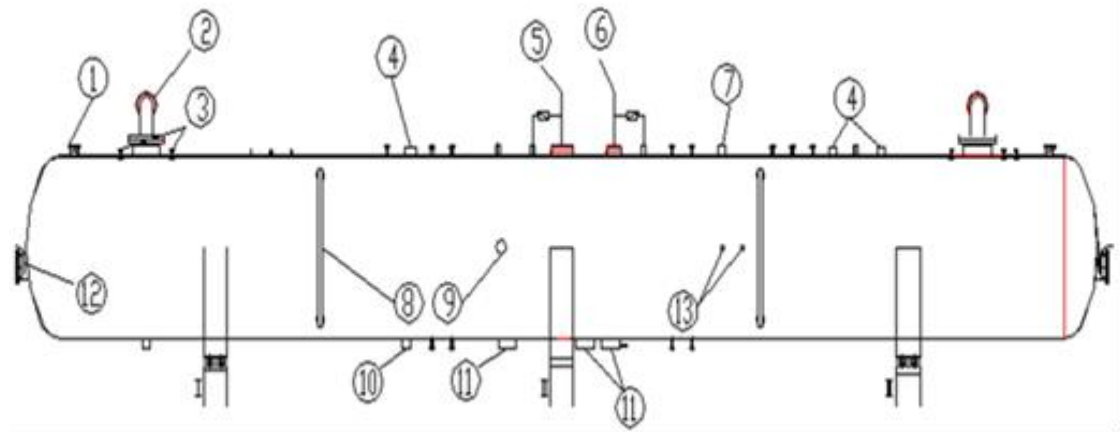


图13-2除氧器示意图

1、安全门 2、进水口 3、排气口 4、再循环接口 5、四抽供汽接口 6、辅汽供汽接口 7、高加疏水接口 8、就地水位计 9、溢流口 10、放水口 11、出水口 12、人孔 13、压力测点

13.3.1.1 蒸汽平衡管线

为防止水有可能流入供蒸汽管线，应在每套供蒸汽管线上安装一个止回阀（见图13-3）。

带止回阀的平衡管必须安装在除氧器的上方，如果加热蒸汽的压力由于某些原因下降，除氧器供蒸汽管线内的压力也一同下降。

由于除氧器中的压力会短暂保持一段时间，止回阀将打开，使供蒸汽管线内的压力与除氧器内的压力一致。这种压力均衡可防止水向反方向流动。注意：止回阀的安装方向要正确。

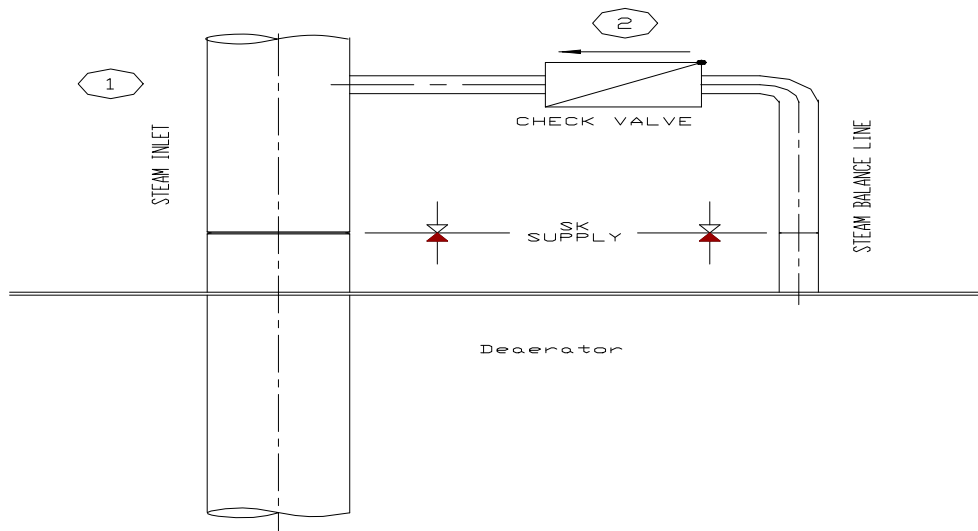


图13-3 蒸汽平衡管及止回阀示意图

13.3.1.2 除氧器喷嘴

除氧器的两侧分别安装有一个蝶型 stork 喷嘴。盘式喷嘴的主要元件是由不锈钢薄板制成的动态平衡碟。这些碟夹在沿周边打孔的环之间，用撑杆压紧成一个整体。在喷嘴中装配有一个流量分配器，由一个穿孔截面和一个集污截面组成。后一个截面装在分配器底部，由一个十字架组成以便打破水流中的旋涡。水通过主凝结水管的连接管接头进入喷嘴，通过流量分配器和夹紧环的孔，凝结水进入碟之间。喷嘴中的高于除氧器蒸汽空间的压力迫使碟张开，使凝结水形成水膜喷入蒸汽室。碟周边有齿以保证水

膜是间断式的，以形成很小的水滴。

喷嘴抗压力突变的能力差，因此运行中应注意防止凝结水流量大幅波动。

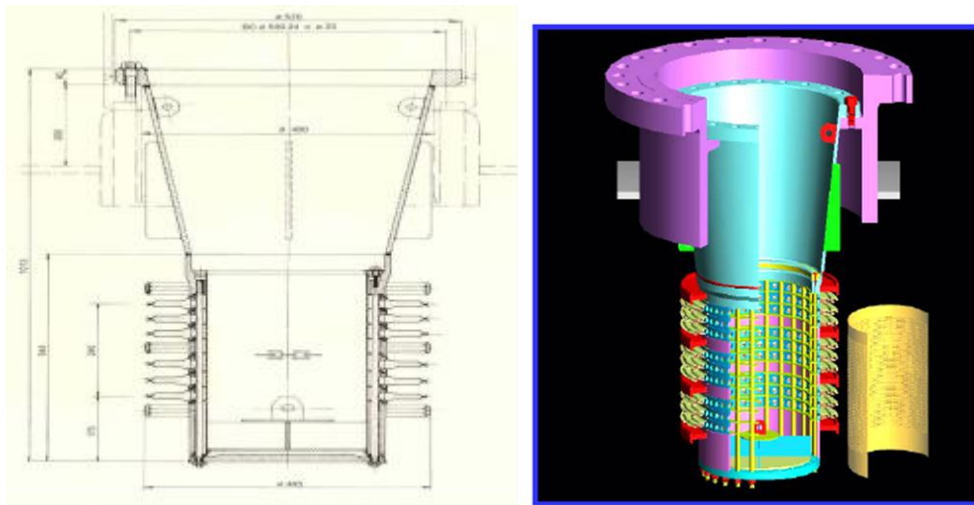
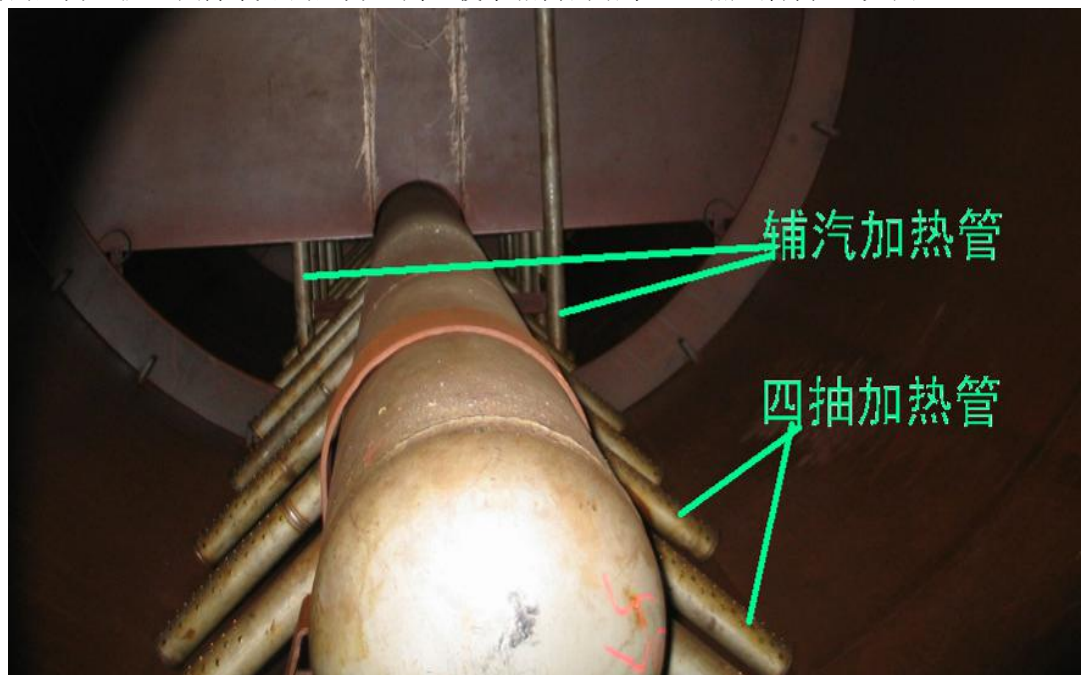


图 13-4 除氧器喷嘴

13.3.1.3 蒸汽管路

除氧器的两路汽源四抽和辅汽均引入底部，任一路均能满足除氧和加热的要求。

为避免蒸汽管内返水，在每个加热蒸汽管路上均设一路蒸汽平衡管，平衡管上装有逆止阀，正常运行时供汽管内的压力大于除氧器内部压力，逆止阀关闭，蒸汽经供汽管引入水面以下；当供汽压力突降使除氧器内部压力高于供汽管道内压力时，在此压差的作用下逆止阀打开，使除氧器内部压力降至供汽管内的压力，防止因除氧器的压力过高，使水箱内的给水返入蒸汽管内。（见图 13—5）



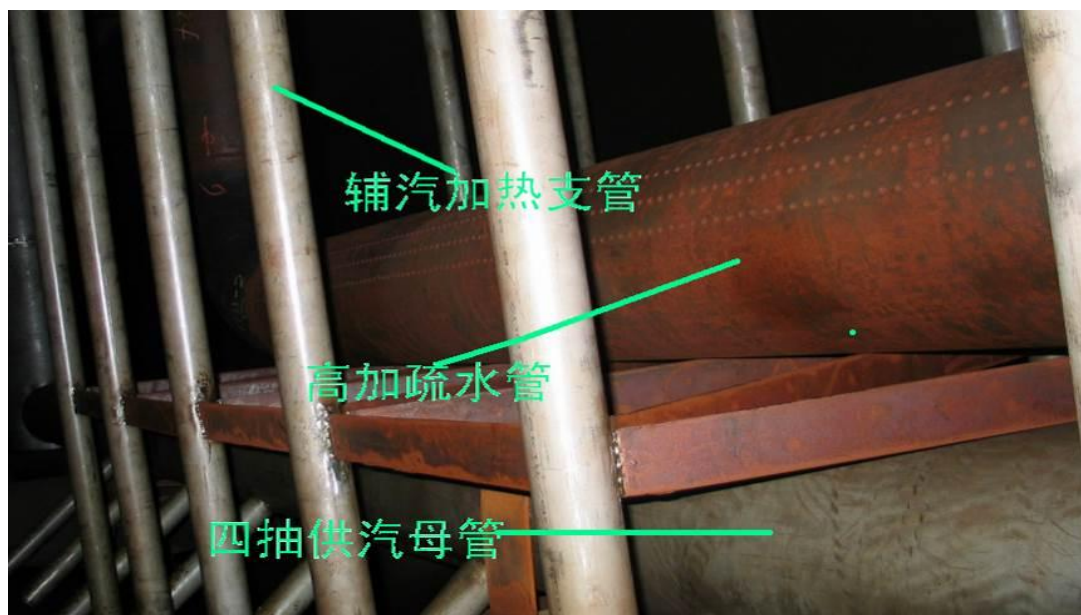


图 13—5 除氧器内部结构

13.3.1.4 安全阀

为防止除氧器超压，除氧器装有两个安全阀，其动作压力为 1.35MPa，单个安全阀的通流量为 61.310t/h。

13.3.1.5 溢流管

除氧器水位过高可能引起除氧器超压，当除氧器水位失控甚至满水时可能使汽轮机进水，造成恶性事故。因此除氧器内设有除氧器溢流与放水口，并在顺序控制中设有高水位限制。当水位上升至较高值时，先打开放水阀放掉部分给水；在除氧器水位上升至溢流水位时，水经溢流口排掉。

13.3.1.6 除氧器排氧气管路

除氧器一端布置一个喷嘴，喷嘴附近布置四个 DN25 排气口。

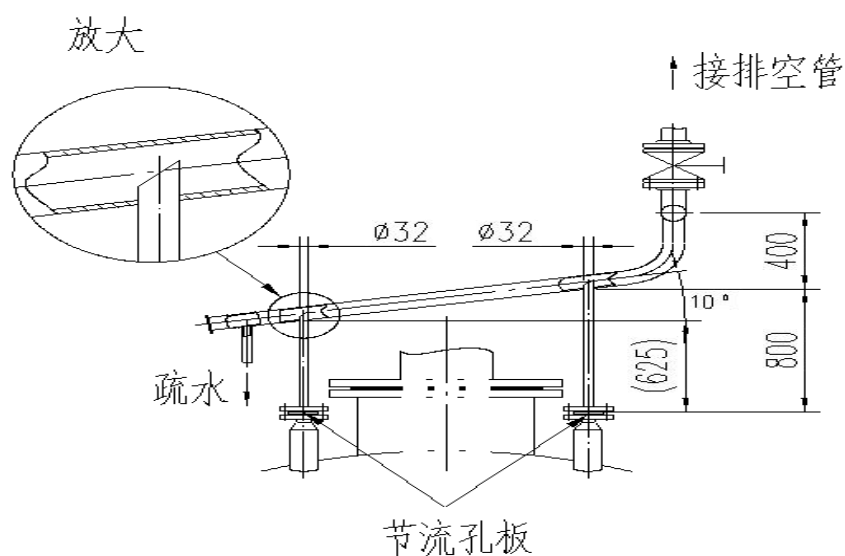


图13-5 除氧器排气管路

13.3.1.7 除氧器测量装置

除氧器的本体上安装有一定数量的水位、压力及温度测量装置，供监视和保护用。

13.3.2 除氧器技术规范

除氧器型式：内置式卧式

除氧器型号：DFST-2075•235/190

STORK 盘式恒速喷嘴型号：TYPE1201

除氧器总容积：330m³

除氧器有效容积：235m³

正常水位到低低水位为168m³

正常水位到排水管口为235m³

除氧器额定/最大出力：2075/2200t/h

连续运行排汽量为≤140kg/h

设计压力：1.53MPa(a)

设计温度：415℃（蒸汽进口） 350℃（本体）

除氧器外径：3956 mm

除氧器长度：28386 mm

13.3.3 除氧器运行参数

除氧器压力：最高：1.323MPa(a)

最低：0.147 MPa(a)

除氧器最高工作温度：413.4℃

加热蒸汽温度：390.2℃（VW0）

除氧器进口水温：154.6℃（VW0）

除氧器出口水温：189.5℃（VW0）

13.3.4 规范要求

a) 除氧器在正常运行情况下（定压-滑压），出力为10%~100%除氧器最大出力范围之间时，除氧器出水含氧量必须≤5μg/L。

b) 当锅炉冷态启动且使用其它汽源的蒸汽时，除氧器应能在指定的压力、流量下运行，且给水水温应能满足锅炉启动的要求。

c) 当低压加热器停用或不能正常运行而除氧器的抽汽量增加以维持水温时，除氧器应能适应此时的给水温度和流量要求。当一台低压加热器停用时，除氧器的出力不应低于其90%额定出力。

d) 除氧器水箱的贮水量应大于锅炉最大连续蒸发量（BMCR）时5分钟的给水消耗量。正常水位不高于75%直径高度。

e) 除氧器的额定出力不小于 BMCR 蒸发量105%时所需给水量。

13.4 除氧器系统联锁逻辑

13.4.1 主要调节对象

本除氧器按滑压运行设计，当机组负荷变化时，凝结水流量亦随之而发生变化，经过喷嘴时，由于弹簧的作用，将自动调节喷嘴阀瓣开度大小，使喷出的水膜保持最佳状态。

a) 水箱水位的调节

除氧器水位控制设计有单冲量和三冲量控制两种方式。按照设计，正常情况下单冲量控制范围采用副调节阀控制除氧器水位，三冲量控制范围采用主调节阀控制除氧器水位。为了避免单冲量和三冲量控制范围频繁切换，当机组给定负荷大于40%转为三冲量控制方式，当机组给定负荷小于35%转为单冲量控制方式。如果主调节阀和副调节阀同时投入自动，当副调节阀开度大于90%后副调节阀将自动缓慢全开，主调节阀参与调节；当主调节阀开度小于5%后，主调节阀将自动缓慢关闭，而副调节阀参与调节。

在三冲量控制方式下，除氧器水位设定值与实际水位的偏差经PID调节器输出加上锅炉给水流量的前馈信号作为主凝结水流量的设定值，此设定值与实际主凝结水流量偏差经调节器输出，控制除氧器水位主调节阀开度。

在单冲量控制方式下，根据除氧器水位设定值与实际水位的偏差经PID调节输出控制除氧器水位副调节阀开度。

若凝结水和其他疏水等流量不正常并超过调节阀控制范围而导致水箱水位持续上升，达到溢流水位时，自动打开溢流电动阀，将水箱内过量的水放掉，以免造成满水时水从加热汽管道流向汽机。当水位降至稍低于正常水位时，自动关闭溢流电动阀，除氧器的水位可通过就地磁浮式翻板水位计就地观察，亦可在集控室内通过水位显示仪进行监视。当水位达到高水位、溢流水位、最高水位，降低至低水位、最低水位时，均向运行人员发出声光信号报警。

b) 加热汽源的调节

机组采用滑压运行时，作加热汽源的汽机四段抽汽至除氧器管道上不装设调节阀，除氧器内工作压力随四段抽汽压变化而相应变化。在备用汽源至除氧器的管道上装设有调节阀，若四抽汽压力降至0.147MPa(a)时，除氧器汽源应切换至辅助汽源，此时除氧器维持压力0.147MPa作定压运行。当机组负荷上升，四段抽汽压力至0.3MPa时，辅助汽源亦应自动切换至四段抽汽。

c) 超压保护系统

当除氧器发生故障，满水或进汽压力升高而导致除氧器压力升高达安全阀开启压力（1.35MPa(a)）时，2只安全阀将打开，排放掉过量的蒸汽，除氧器维持在设计压力以下。

13.4.2 除氧器联锁保护

a) 除氧器正常水位在除氧器中心线上750mm。

b) 除氧器水位高（ $\geq$ 水箱中心线上950mm），除氧器水位高报警；

c) 除氧器水位高高（ $\geq$ 水箱中心线上1000mm），除氧器紧急放水阀、溢放水调节阀自动开启，水位低于700mm后自动关闭。

d) 除氧器水位高高高（ $\geq$ 水箱中心线上1050mm），关四抽电动阀；关四抽#1、#2逆止阀；关四抽至除氧器进汽电动阀；关四抽至给水泵汽轮机进汽电动阀；关四抽至辅汽电动阀；关辅汽至除氧器加热调节阀后电动阀；开启#3高加危急疏水调节阀；关闭#3高加疏水调节阀。开四抽至除氧器电动阀后疏水阀；开给泵汽轮机进汽母管疏水阀；开四抽#1逆止阀前、后疏水阀；开四抽电动阀前、后疏水阀。

e) 除氧器水位低（ $\leq$ 水箱中心线上550mm），除氧器水位低报警；除氧器水位低低（ $\leq$ 水箱中心线下1050mm），运行给水泵跳闸。

f) 除氧器压力至1.35MPa(a)，2只安全阀启座。

13.5 除氧器的运行

13.5.1 正常情况下，除氧器的启动分为三个阶段：

- 1) 除氧器充水到最低水位以上300mm；
- 2) 升温、升压；
- 3) 除氧器继续进水到正常水位。

13.5.2 进水到启动水位

除氧器投入运行前，水位应高于LLWL300mm以上。启动温度定为20℃。

13.5.3 升温升压

如图13-6：左侧纵坐标为除氧器水温。

曲线AB为加热期间在最大允许的供蒸汽速度下的温升（40米/秒）

曲线AC示为加热期间在最小允许的供蒸汽速度下的温升（15米/秒）。

实际运行时，温升从A开始，到B和C之间的某一点结束。

实际曲线斜度不可能与曲线AB或AC相交。这只有在如下情况下出现，即在供蒸汽管线的蒸汽速度在加热期间将大于最大值或低于最小值。

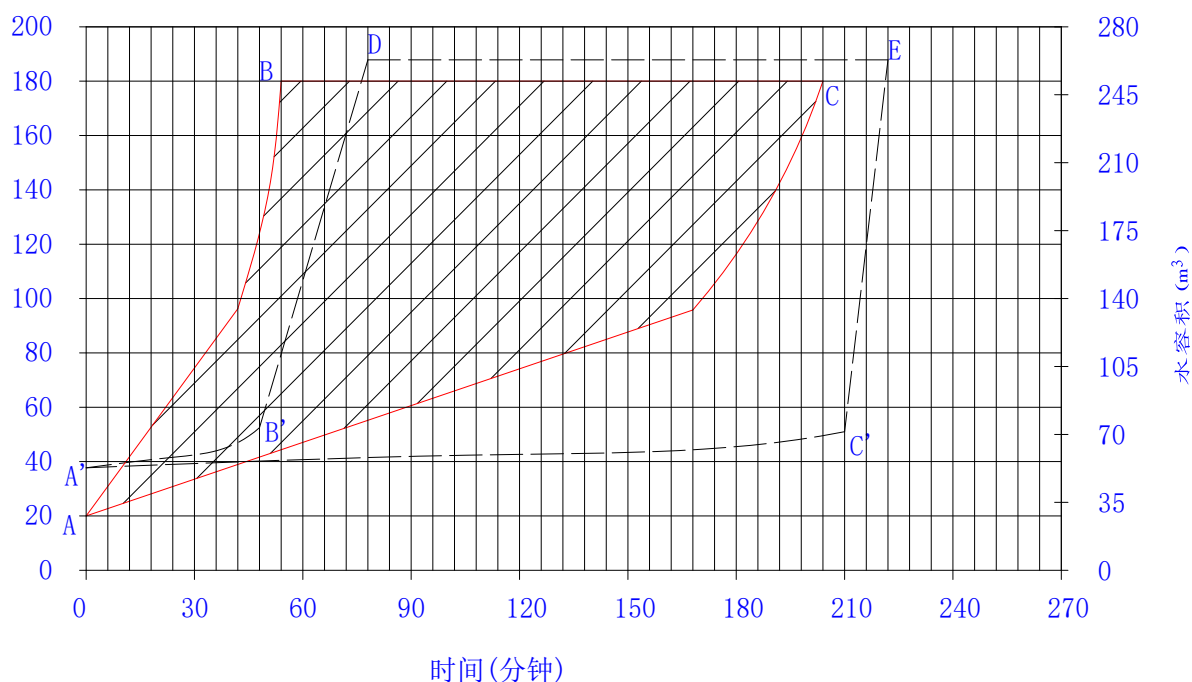


图13-6 除氧器启动曲线图

13.5.4 注水速度

如图13-6：右侧纵坐标为水容量

本图示出水容量如何随时间而增加。曲线A, B, D对应于水温/时间曲线AB（最大速度），在轨线A, B, 段，水容量将增加，因为蒸汽把水从20℃加热到110℃。在轨线B, D段，水容量将增大，因为：

- 1) 凝结水已通过喷嘴（B点）

2) 同时蒸汽用于使水温保持在110℃。

如果供水量与供汽量不按比例,则除氧器压力将会改变。如果除氧器压力有下降威胁,则必须减少供水量。如压力增加,则要减少供汽量。在轨线DE段,水容量保持不变,因为除氧器出水口是打开的。

曲线A, C, E(最低速度)与上同样进行,只是打开喷嘴前(C, 点)需要更长一些时间,因为供汽管中的蒸汽速度较低因而需要更多时间使水加热。这导致曲线A, C, E向右偏移(与A, B, D比较)。

13.5.5 注水至正常水位

当加热到运行温度和压力后,除氧器在保持温度和压力的同时,用喷嘴注水到正常水位。

由喷嘴供给的凝结水量,取决于可用的蒸汽。蒸汽速度增大,则蒸汽量增加,通过喷嘴的水流量也可增多。

13.6 除氧器的运行维护注意事项

(1) 安装好后的除氧器及水箱经水压试验合格后,即可准备投入使用。首先将每只安全阀都整定至起跳压力,并对设备系统所有附件,包括各调节阀、截止阀、仪器、表计等进行校核检查,合格后方可投运。

(2) 机组启动前,如除氧器环境室温小于0℃,则必须先用小于0.05MPa(g)的蒸汽暖体,暖体时间不少于2小时,且应保证设备温度大于15℃才可向水箱内注水。在喷嘴投入前,应确认凝结水管路中没有空气而只有充满了凝结水,从而可防止水击造成喷嘴损坏。向水箱充水至正常水位,然后往水箱内通入备用加热蒸汽,启动给水泵,连续将水箱内水通过再循环管仍然打入水箱,直至水箱内水温上升至运行规定值,待机组负荷上升,四段抽汽压力升高至0.3MPa后,投运除氧器工作汽源。

(3) 除氧器启动初期,蒸汽不足时会引起除氧器内部快速降压,此时应严格控制除氧器进水流量。当压力不再下降时,即可将喷嘴的出力缓慢增加到最大设计流量。

(4) 投入运行后的除氧器应进行调试,以确定其最佳的运行工况,保证除氧器的出力及出水溶氧合格。检查投入运行的除氧器设备系统各部分是否都处于正常工作状态。调整内容有:排气阀开度、给水流量、补充水流量、高加疏水及其他疏水流量、水箱水位等,并对除氧器进水温度、压力、出水温度、加热蒸汽温度、压力、除氧器内温度、压力、进水含氧量及出水含氧量等进行测量、观察及记录。以确定最佳运行工况。当调试时,出现含氧量不合格时,应认真分析原因,除调整除氧器设备外,还应检查系统中有无漏入空气,取样口位置是否合理,取样分析是否正确等。

(5) 经调试合格后的除氧器即可投入正式运行,其出力应达到额定值2075t/h,当给水进口含氧量 $\leq 40\mu\text{g/L}$ 时,除氧器出水含氧量应 $\leq 5\mu\text{g/L}$,除氧工况一经调整,排气阀开度应不再变动,进水温度、水箱水位、凝结水量等都应控制在规定的范围内。否则,将影响除氧器的出水品质。

(6) 除氧器的“返氧”和“再生沸腾”:无论采用定压还是滑压运行的除氧器,在负荷发生变化时,均有可能产生“返氧”或“再沸腾”现象,尤其滑压运行的除氧器发生的可能性更大。当负荷上升时,除氧器内压力随之上升,而除氧器内的水温变化滞后于压力的变化,不能立即升高,而变成欠饱和水。由于气体在不饱和水中的溶解度大于在饱和水中的溶解度,于是已经析出的气体又重新返回到给水中,使除氧效率下降,此即“返氧”现象。返氧的发生不会造成给水泵发生汽蚀。在运行中除氧器的压力激增的可能性较小,而压力突降则经常发生,这时易发生除氧器的“再沸腾”现象。除氧器的再沸腾的机理在于不同压力下水的饱和温度不同,较高的压力对应较高的饱和温度。当除氧器的压力突降时,给水的饱和温度降低,而此时给水的温度几乎不发生变化,即给水的焓值较此压力下饱和水的焓值高,使

给水发生汽化，即“再沸腾”。根据热力除氧原理，给水发生再沸腾时，其除氧效果更好，但此时给水泵发生汽蚀的可能性增大，故滑压运行的除氧器应特别注意避免压力突降。

(7) 当除氧器出现异常情况时，如振动、噪声、排汽带水、出力下降、含氧量不合格，达不到工作压力下的饱和温度时，都应分析原因，及时处理，包括重新调整除氧器运行工况。除氧器正常运行时，还应定时对进水及出水的含氧量进行取样分析，并作好记录。对进水及出水的水温，除氧器工作压力及温度等有关数据进行记录。正常运行的除氧器、机组升降负荷时，水位及压力自动报警应正常。当除氧器发生故障时，操作人员应根据具体情况及时采取应急措施。

(8) 除氧器若要停运一段时间，则应对其进行防腐处理以防止材料的腐蚀。除氧器的防腐应将其完全隔离，可使用盲板封闭各管道入口（如给水、蒸汽、出水口管道等），或关闭各连接管道上的阀门。

(9) 停运时间小于2个月（湿法保护）：停运除氧器前，应使除氧器的给水 pH 值大于7，此外应加入一定数量的脱氧剂（亚硫酸钠 Na_2SO_3 ）保证每立方米给水中不少于300g 的含量。在确保所有疏、排水及液位仪表阀门工作正常后，可于正常运行水位切除除氧器。一旦除氧器内的压力完全降至常压后，应立即向除氧器内注满水，尽量采用除氧水。此后应定期检查水中的钠含量及 pH 值是否符合要求。

(10) 停运时间大于2个月（干法保护）：当除氧器内的压力降至常压且水温降至50℃左右时，切除除氧器。排空除氧器内的水，打开人孔，清洁除氧器内部并清理所有可能造成腐蚀的物质。按除氧器的容积每立方米30g 的比例放入一定数量的硅胶，同时采用合适牢固的封盖密封所有的接管口。检查安全阀、截止阀等，必要时涂上无酸油脂。

(11) 当使用化学品进行防腐后，在初次进入除氧器前应通风排尽设备内的化学气体，使除氧器内的空气清新且含氧量合格方可进入除氧器。在再一次投运除氧器前应将所使用的化学品清理干净。除氧器的保养尽量首选干法保护。没有任何一种方法可以完全保护设备不被腐蚀，应定期对除氧器进行检查以确保其保持干燥且无锈蚀产生。

13.7 除氧器运行操作危险点分析

序号	操作项目	危险源危险点	后果	控制措施
1	a) 除氧器上水。	① 监视不严。	① 气塞，造成管阀泄漏。 ② 监视不严超压。	① 除氧器上水前，将除氧器排气阀适当开启。 ② 上水操作应按操作票进行，上水过程加强监视，严防满水和超压。
2	b) 除氧器加热。	① 蒸汽管道疏水不充分。	① 除氧器及蒸汽管道振动，损坏设备及建筑物，管系泄漏伤人。	① 对加热蒸汽管充分疏水，防止汽水冲击。
		② 加热蒸汽阀开度过大。		① 合理调整除氧器加热蒸汽阀开度，严格控制温升率，控制除氧器压力在规程规定范围内。
		③ 抽汽管道上阀门关闭不严。	① 汽缸进汽，上、下缸温差增大。	① 严密监视抽汽管道壁温、汽轮机上下缸温差、排汽温度。 ② 按照要求开启相应管道疏水。 ③ 严防除氧器压力、温度失配，发生汽化。
3	c) 除氧系统的运行维护。	① 给水水质异常。	锅炉爆管、汽轮机通流部分结垢。	① 确保凝结水水质合格。 ② 防止除氧器除氧不足。 ③ 加强给水水质监督，并熟悉给水水质控制标准值。 ④ 检查给水系统加药阀确已开启。 ⑤ 当水质劣化时，应迅速检查取样是否具有代表性，化验结果是否正确。 ⑥ 确认水质劣化时，应立即采取措施，按一、二、三级处

序号	操作项目	危险源危险点	后果	控制措施
				理标准进行控制。
		②除氧不足。	给水水质恶化，高压过热器、省煤器管道腐蚀。	①在启动或低负荷时，投入除氧器备用汽源。当机组负荷升高后，按规程规定切换汽源。 ②控制负荷变化速率，避免机组负荷突升。 ③加强各负荷点下除氧器对应压力的监视，并加以对照，防止除氧器出力不够，水温偏低。 ④发现相同负荷时除氧器压力偏低，应检查四段抽汽电动阀、逆止阀是否完全开启。 ⑤加强给水品质化验。 ⑥合理调整除氧器排气阀开度。 ⑦保证凝结水水质合格。 ⑧保证除氧器上水均匀，避免瞬时大量进水，导致除氧水过冷。 ⑨除氧器喷嘴脱落或堵塞，停机应立即更换或清理。 ⑩防止辅助蒸汽联箱至除氧器供汽阀误开而超压。
		③除氧器水位过低。	保护动作造成给水泵组跳闸，被迫降低机组出力甚至停机。	①开机前试验除氧器事故放水阀等相关动作正常。 ②开机前试验除氧器水位保护动作正确，报警正常。 ③加强除氧器水位监视，可靠投入除氧器水位自动，自动失灵时应立即切为手动控制。 ④经常核对除氧器就地与 DCS 中水位一致。 ⑤防止凝结水失压。
		④除氧器水位过高。	汽轮机发生水冲击。	①开机前试验除氧器事故放水阀等相关动作正常。 ②开机前试验除氧器水位保护动作正确，报警正常。 ③加强除氧器水位监视，可靠投入除氧器水位自动，自动失灵时立即切为手动控制。 ④经常核对除氧器就地与 DCS 中水位一致
		⑤除氧器振动。	损坏设备、建筑物，导致管系泄露伤人。	①上水流量力求连续、均匀。 ②防止压力、温度严重失配，造成汽水冲击。 ③合理调整排气阀开度，避免此阀开度过大。 ④控制除氧器水位正常。 ⑤避免与除氧器相连管道振动。
		⑥超压。	应力增大，严重时导致除氧器爆破。	①加强除氧器的运行监督，运行规程中应有关于除氧器启动、停止、倒换汽源以及超压情况下的紧急处理等具体规定，任何工况下应避免除氧器满水，以杜绝除氧器超压和汽轮机进水隐患。 ②除氧器及其安全附件处于正常工作状态。 ③检查除氧器压力高、低声光报警信号正常。 ④除氧器安全阀应每年校验一次，每季度试排汽一次。大、小修或安全阀检修后，应进行校验。 ⑤避免主机超负荷运行。 ⑥防止辅助蒸汽联箱至除氧器供汽阀误开。

13.8 除氧器一般异常现象及处理

13.8.1 除氧器压力升高

a) 现象

- 1) 除氧器压力指示过高并报警。
- 2) 除氧器安全阀启座。

b) 原因

- 1) 除氧器超负荷运行。
- 2) 高加疏水量过大或带汽。
- 3) 除氧器进水突然减少或中断。
- 4) 机组变负荷率过快。
- 5) 除氧器满水。

c) 处理

- 1) 发现除氧器压力升高，应核对表计判断除氧器压力是否真实升高。
- 2) 若除氧器水位自动调节失灵，应切至手动，维持除氧器水位正常。
- 3) 若机组负荷增加太快或超负荷运行，应降低机组负荷。
- 4) 检查高加疏水是否正常。
- 5) 检查辅汽至除氧器调节阀动作是否正常，必要时将其关闭。
- 6) 若经处理无效，压力持续上升，应降低机组负荷，将高加疏水切至凝汽器，关闭除氧器进汽电动阀，开启除氧器溢水电动阀泄压，防止除氧器超压。

13.8.2 除氧器水位异常

a) 现象

- 1) 除氧器水位指示过高或过低并报警。
- 2) 除氧器水位调节阀开度异常。

b) 原因

- 1) 除氧器水位自动调节失灵。
- 2) 除氧器系统阀门误操作。
- 3) 锅炉爆管、给水或凝结水系统严重泄漏。
- 4) 高加疏水切至凝汽器。
- 5) 凝泵出力不足或故障。

c) 处理

- 1) 核对就地水位计，确认除氧器水位异常。
- 2) 检查除氧器水位自动，如异常应切至手动调节。检查凝结水、给水流量及凝汽器水位是否正常。
- 3) 除氧器水位低时，检查除氧器放水阀、溢水阀关闭严密。必要时可增开备用凝泵以维持除氧器水位，并加强对凝汽器水位的监视和调节。
- 4) 除氧器水位过低时，应防止除氧器发生超压。
- 5) 若除氧器水位下降至低Ⅱ值时，检查给水泵应跳闸，否则应故障停泵。
- 6) 若除氧器水位升高至高Ⅰ值，应设法降低除氧器水位至正常值。
- 7) 除氧器水位升高至高Ⅱ值，检查溢流阀自动开启，水位低于高Ⅰ值时，检查溢流阀自动关闭。
- 8) 水位继续升高至高Ⅲ值时，除氧器紧急放水阀开启放水，#3高加正常疏水调节阀应自动关闭，危急疏水调节阀自动开启。除氧器水位调节阀关闭，检查凝结水再循环阀自动开启，调节凝汽器水位正

常。检查四抽电动阀、逆止阀、四抽至除氧器进汽阀、四抽至给水泵汽轮机电动阀关闭，相关疏水阀开启。注意给水泵汽轮机转速的变化。

9) 经处理无效，无法维持机组运行则停机。

13.8.3 除氧器出水含氧量高

- a) 蒸汽平衡管上的单向阀装反。
- b) 测氧仪或者采样方法不正确。因为含氧量非常低，在仪器矫正和采样时必须非常小心，避免漏气。
- c) 不适当的排气。可能是排气阀关闭或者排气管被凝结水堵塞。
- d) 喷水模式被以下原因破坏：喷嘴压降太高和喷嘴压降太低。
- e) 蒸汽从水面上部进入除氧器。
- f) 蒸汽管排或者其它内件损坏。
- g) 进水含氧量高，或者进水温差太小。

13.8.4 除氧器振动大

- 1) 除氧器水位高，当水位太高时，蒸汽流动被水阻塞。
- 2) 水位和压力控制不稳定，凝结水或补给水的控制阀或蒸汽控制阀连续开启和关闭。
- 3) 蒸汽平衡的单向阀装反，或者内件丢失。
- 4) 喷嘴没有安装（在凝结水系统清洗之后）。
- 5) 蒸汽从水面上进入除氧器，扰乱蒸汽空间。STORK 没有确认的引入蒸汽。
- 6) 蒸汽管排或其它内件损坏。
- 7) 冷流（温度低于除氧器）没有通过喷嘴进入除氧器。
- 8) 振动源来源于外部设备（控制阀门，泵）或者钢架不稳定。

第 14 章 给水系统

14.1 概述

给水系统是指除氧器与锅炉省煤器之间的设备、管道及附件等。其主要作用是在机组的各种运行工况下，对主给水进行除氧、升压、加热，为锅炉省煤器提供数量和质量都满足要求的给水。此外，给水系统还向锅炉再热器的减温器、过热器的减温器以及汽轮机高压旁路减温装置提供减温水，用于调节上述设备出口蒸汽的温度。

14.2 给水系统组成

14.2.1 给水系统主要设备

给水系统主要设备：一台100%BMCR 容量的汽动给水泵组、一台30%BMCR 容量的电动启动给水泵组、三台高加、一台#3高加外置蒸汽冷却器、各种用途的阀门、滤网等设备以及管道附件组成。

汽动给水泵组由调速汽轮机拖动，给水泵汽轮机为下排汽布置方式。汽动给水泵、汽泵前置泵及小汽机同轴布置在15.5米运转层。

布置方案：主给水泵两端出轴，一端与给水泵汽轮机联接，另一端经变速箱与主给水前置泵联接；布置方式为：小汽轮机-主给水泵-减速箱-前置泵。

30%BMCR 容量的电动启动给水泵组为定速泵，其功能主要为机组启动、停机服务，正常运行时不具备汽动给水泵的备用功能，本工程只有#1机组设置启动电泵。

14.2.2 给水系统流程

除氧器水箱的给水经滤网下降到前置泵进口，前置泵升压后的给水经滤网进入给水泵的进口，给水泵的出水经出水逆止阀、电动闸阀汇流至给水母管，然后依次进入#3高加、#2高加、#1高加、#3高加外置蒸汽冷却器，给水泵的出水母管还引出一路给水供高旁的减温水，给水泵的中间抽头引出的给水供锅炉再热器的喷水减温器。给水系统见图14-1。

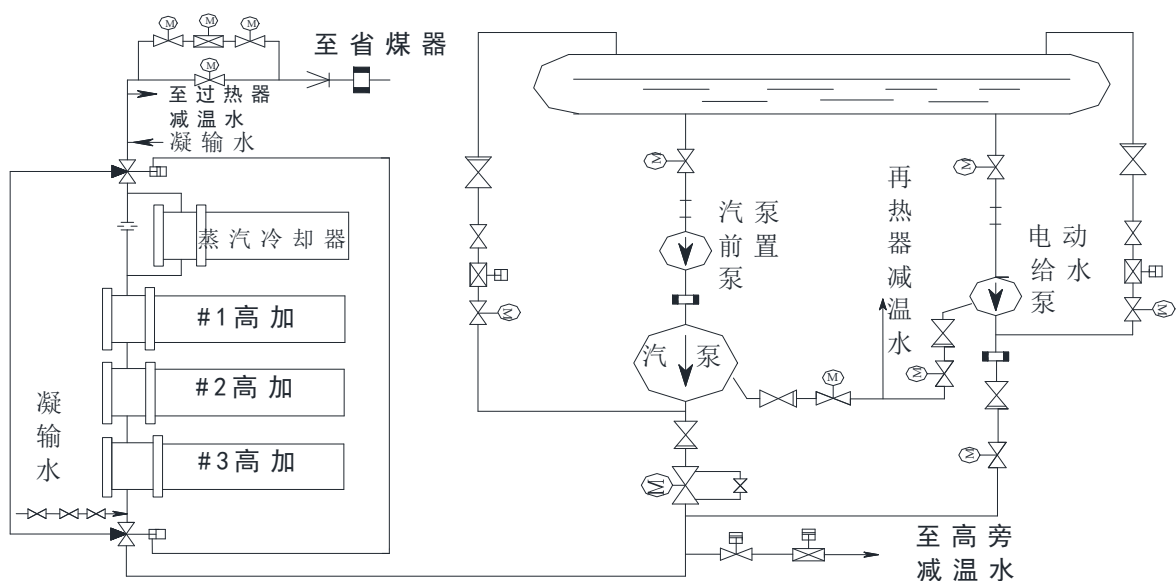


图14-1 给水系统

14.3 主要设备功能及规范

14.3.1 前置泵

为主给水泵提供合适的扬程以满足主给水泵在各种工况下必需汽蚀余量的要求，并应留有足够的裕量。前置泵的设计考虑在最小流量工况下及系统甩负荷工况共同作用下，前置泵自身抗汽蚀强，其主要部件均采用抗汽蚀材料制成，在结构上考虑了热膨胀等因素。

14.3.1.1 前置泵结构特点

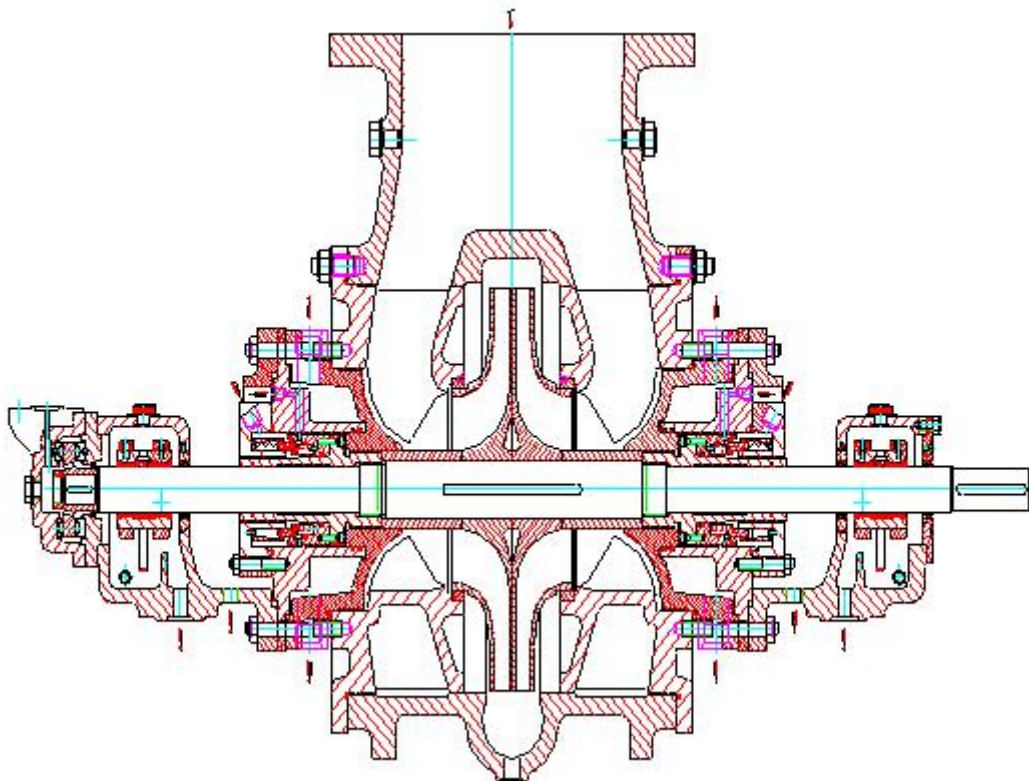


图14-2 前置泵结构示意图

a) 壳体

壳体采用高强度、抗汽蚀的材料；为减少法兰盘在压力载荷与热冲击联合作用下的变形，壳体上的连接螺栓应采用高强度螺栓；壳体设有底部放水阀。

b) 叶轮与轴

叶轮材料采用抗汽蚀的不锈钢，与轴配合后并经高速动平衡，轴采用优质不锈钢锻件制成。

c) 轴承

前置泵支持轴承和推力轴承均采用滑动轴承结构，用自润滑方式润滑。在每个轴承上均装有温度测点。推力轴承设计能承受泵自身推力平衡外的轴向力。

d) 轴端密封

前置泵采用机械密封，并配有冷却水套和过滤器等附件。

14.3.2 汽动给水泵

汽动给水泵组主泵和前置泵能随给水泵汽轮机连续盘车。汽动给水泵组能在最大工况点连续长期运行，同时又能满足锅炉各种运行工况下锅炉给水的需要量。因本机组只设一台100%容量汽动给水泵，

给水泵故障时直接就影响到主机的安全运行，所以对汽动给水泵组可靠性的要求要等同于主机。

14.3.2.1 汽泵结构

汽动给水泵为上海电力修造厂生产，型号为95CHTA-6，结构为水平中开、离心、五级双壳体泵。汽泵芯包为西班牙进口 FLOWSERVE。给泵结构见图14-3。

图14-3 给水泵结构示意图

a) 转动元件

泵转子为刚性转子，汽动给水泵组允许与给水泵汽轮机同时低速盘车。

b) 水力部件

泵共五级叶轮，泵中所用的叶轮和导叶及内部流道的设计保证给水泵具有较高的运行效率和可靠性。

c) 中间抽头

给水泵主泵中间级（第二级）出口接有中间抽头，中间抽头的要求，泵中间抽头出口设置逆止阀和关断阀。

d) 平衡装置和推力轴承

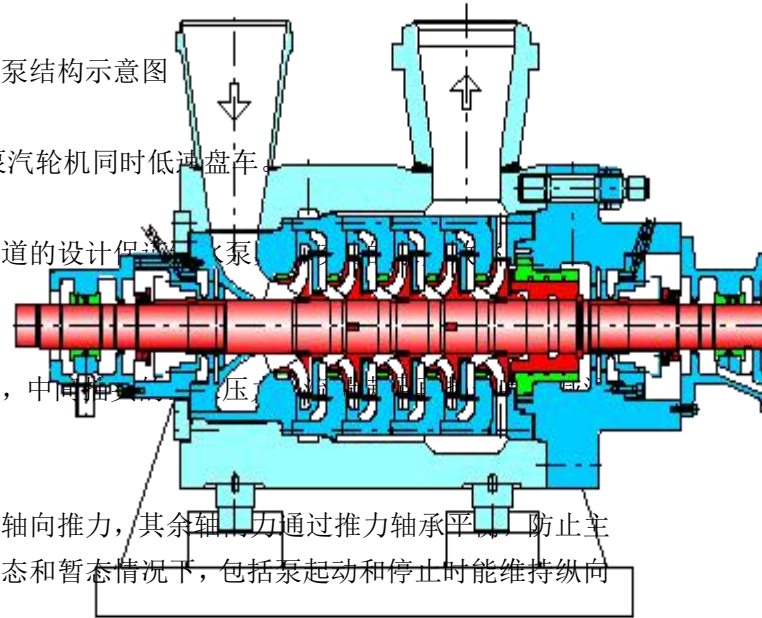
泵的水力平衡装置（平衡鼓结构）能平衡大部分轴向推力，其余轴向力通过推力轴承平衡，防止主泵在任何工况下转子轴向窜动。推力轴承在所有的稳态和暂态情况下，包括泵启动和停止时能维持纵向对中和可靠的平衡轴向推力。

e) 轴端密封

汽动主给水泵的轴封系统采用迷宫式轴封。由于其驱动小汽轮机在启动前需要长时间盘车，如果主给水泵的轴封采用机械密封，在盘车期间其密封面不能形成润滑水膜，易产生干摩擦，使密封面磨损，因此采用迷宫式轴封，对小汽机的盘车时间无任何限制。水泵入口端的轴封装在内筒体的内孔中，出水端的轴封装在大端盖的内孔中，平衡鼓的外侧。由于其平衡鼓的低压侧与其进水口相通，两端轴封内侧的压力相同，故它们的结构相同，对称布置在泵体的两端。

汽动主给水泵的迷宫式轴封，由轴封体和对应部位的轴套组成，靠其径向间隙的节流作用减小泵内给水的泄漏。两端轴封各分为三段，有两个中间水室和两个端部水室，如图14-4所示。内侧端部水室(A)与给水泵进口相通，水室的压力近似等于给水泵进口压力；外侧端部水室(D)与大气相通，水室的压力近似等于大气压力；内侧中间水室(B)经截止阀与其前置泵的进水管相通，水室的压力近似等于前置泵进水压力；外侧中间水室(C)为密封水进水水室。机组主凝结水母管的凝结水经滤网和调节阀引入两端轴封的水室(C)，在压力差的作用下，其中一部分密封水经轴封间隙进入水室(B)，与水室(A)经轴封间隙的泄漏水混合，再经连接管引入其前置泵的入口管；另一部分密封水经轴封间隙泄漏至水室(D)，再经“U”形管排入凝汽器。密封水的作用是降低轴端的温度，其调节阀根据水泵出水端水室(A)、(B)的出水温差进行自动调节，使水室(C)的压力大于水室(B)。

为了防止轴封泄漏水进入轴承座，在轴封水室(D)的外侧设置径向水封环，利用动环旋转使水环产生的离心力阻止水室(D)内的水向外泄漏。



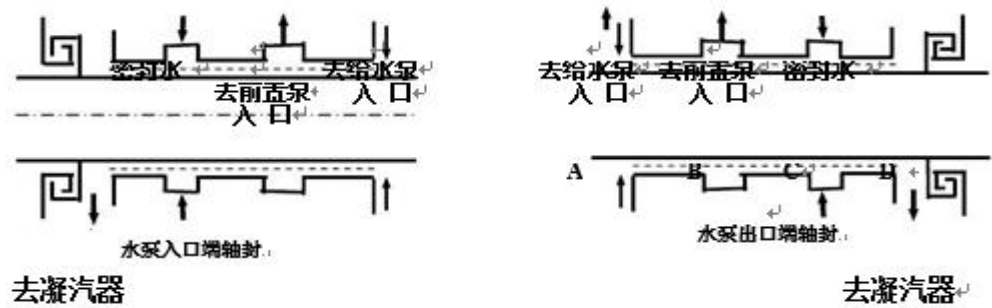


图14-4 给水泵水力密封示意图

泵座是中空型钢的焊接结构件，布置成在中心线处支承泵体

f) 联轴器

汽动给水泵联轴器采用挠性联轴器。

g) 暖泵：

汽动给水泵、电动给水泵均配置暖泵系统，1号机组电泵采用正暖，1号机组汽泵采用倒暖方式，2号机组采用正暖，暖泵排水排至凝汽器背包扩容器。

14.3.3 电动给水泵

电动给水泵型号：FT8S39DM，为上海电力修造厂生产的水平、多级、节段式离心泵。

结构特点（见图14-5）：

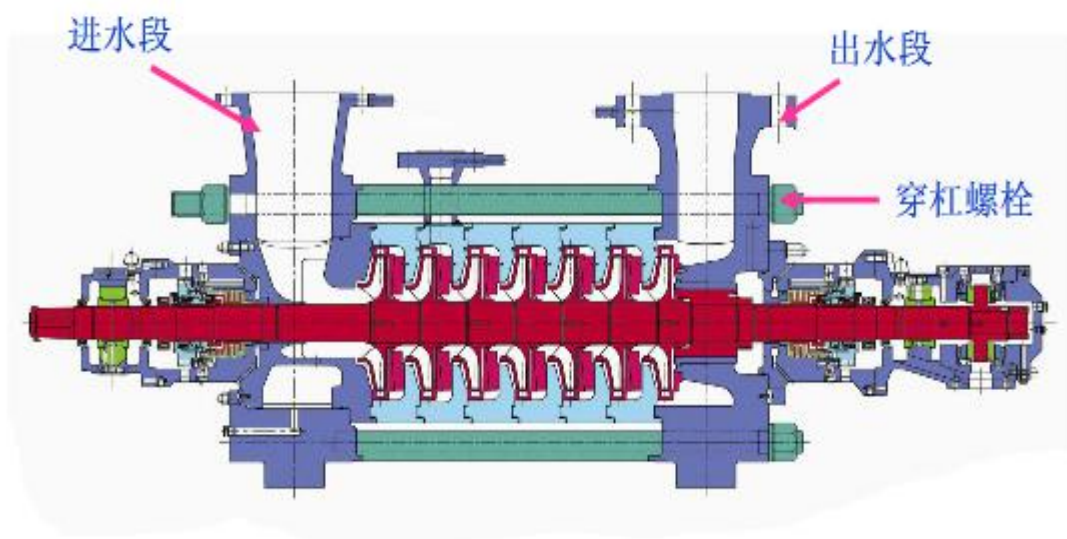


图14-5 电泵剖面图

a) 泵壳

泵壳由吸入与排放收集器及一系列级间环段组成，并通过上紧的拉杆而组装起来。级间环段之间的密封由轴向接触面硬密封和径向O型圈的双重作用来保证。

b) 转动元件

该泵为刚性转子，泵轴为马氏体不锈钢合金钢锻件，径向轴承档镀以铬层以防止咬轴。

c) 水力部件

给水泵共8级叶轮，泵中所用的叶轮和导叶为13%铬不锈钢精密浇铸件。叶轮上均装有磨损环，来保证在正常运行时，叶轮不会被磨损。

叶轮轴向由卡环定位，卡环为两片式嵌在轴上，卡环定位在叶轮的凹槽内以防其转动时飞出。叶轮在轮毂位置紧套在轴上以固定叶轮并起到叶轮的级间密封。

d) 轴套

轴套通过紧力套装在轴上。用空气间隙作为隔热措施。轴套可以沿轴向自由膨胀。

e) 平衡装置

泵的水力平衡装置为平衡盘装置，平衡盘装在轴的末级叶轮后面。平衡盘吸收了由旋转组件产生的大部分轴向推力；推力轴承吸收剩余的轴向推力。

f) 轴承室和轴承

轴承室为中分式，支承的法兰面直接联结在泵壳（进水室、平衡水外壳）上，具有很高的抗振能力。径向轴承为四油叶固定弧度套筒径向轴承。推力轴承为双向作用可倾瓦轴承。双向作用可倾瓦轴承对两个方向的推力载荷是有相同的承受容量的，适用于两个旋转方向。

g) 轴端密封

轴端密封由机械密封来保证的。机械密封为整体快装式，使得安装、拆卸十分方便。机械密封水冷却所需的热交换器采用外置式冷却器。

h) 再循环系统

为了有效保护给水泵，使其能安全可靠运行，在给水泵出口接有一个再循环系统。

再循环系统的主要目的是在给水泵启动过程中维持给水泵具有允许的最小流量通过，以保证其安全性。当流量 $\leq 165 \text{ m}^3/\text{h}$ 时，再循环阀门全开。当流量 $> 165 \text{ m}^3/\text{h}$ 时，逐步关小再循环阀门，并逐步开启给水泵出口的主电动阀门。当流量达到 $300 \text{ m}^3/\text{h}$ 时，再循环阀门全关，并全开给水泵出口的主电动阀门。这样既能达到给水泵安全运行而又节能。在给水泵停机时，其控制过程中的动作相反。

i) 稀油站

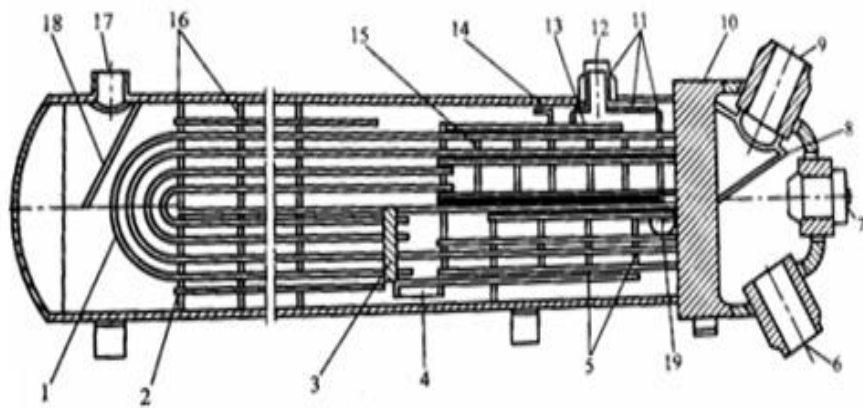
电动给水泵设有稀油站，包括油箱、油泵、双筒过滤器、两台相互切换的板式冷油器、电加热器、油管路及仪控装置等，可保证向给水泵及电机润滑点连续供油。

14.3.4 高压加热器

高压加热器系统指主给水泵至锅炉省煤器之间的设备、管路及其附件等。高压给水加热器(简称高加)是一种表面式加热器，由于被加热水来自给水泵出口，因此水侧管道压力很高，故称之为“高压”加热器。高加是火力发电厂回热系统中的重要设备，它是利用汽轮机高压缸、中压缸的抽汽来加热锅炉给水，使其达到所要求的给水温度，从而提高电厂的热效率并保证机组出力。

14.3.4.1 高加布置及结构

本机组系统配置单列三级（#1、#2、#3）高加并串联一台#3高加外置式蒸冷器，水侧设有大旁路，蒸冷器串联在#1高加之后，给水流量为1/3给水流量，主路加装节流孔板。加热器型式为卧式。高加疏水在正常运行时采用逐级串联疏水方式，最后一级（#3高加）疏至除氧器。每台高加均设有危急疏水管道，经疏水管接至凝汽器。高加由壳体、管板、管束和隔板等主要部件组成，其壳体采用轧制钢板制造、为全焊接结构。为检查加热器内部时便于抽出壳体，加热器上标有现场切割线。在切割线下面有不锈钢保护环，以免切割时损坏管束。壳体中部设有滚动支承，当壳体受热膨胀时，加热器的壳体可以沿轴向自由滚动。在壳体对应于管板的位置处是加热器的支点。靠近壳体尾部是滚动支承，供检修时抽出壳体用。



1-U形管 2-拉杆和定距管 3-疏水冷却段端板 4-疏水冷却段进口 5-疏水冷却段隔板 6-给水进口 7-人孔密封板 8-独立的分流隔板 9-给水出口 10-管板 11-蒸汽冷却段遮热板；12-蒸汽进口；13-防冲板；14-管束保护环；15-蒸汽冷却段隔板；16-隔板；17-疏水进口；18-防冲板；19-疏水出口

图14-6高加结构示意图

14.3.4.2 高加的三个传热段

a) 过热蒸汽冷却段

由于供给高加的蒸汽一般带有较高的过热度，热交换在过热蒸汽和给水之间进行时，给水就被加热到高于或等于进汽压力下对应的饱和温度，设置有过热段就改进了传热效果。过热蒸汽冷却段用包壳板、套管和遮热板将该段管子封闭，内设隔板使蒸汽以一定的流速和方向流经传热面达到良好传热效果，又避免过热蒸汽与管板、壳体等直接接触，降低热应力，并使蒸汽保留有足够的过热度，以保证蒸汽离开该段时呈干燥状态，防止湿蒸汽冲蚀管子。该段设在高加给水的出口部位。

b) 凝结段

由过热蒸汽冷却段来的带一定过热度的蒸汽在此段和给水间进行热交换，通常该段的换热面积最大。蒸汽凝结段是用蒸汽凝结时放出的汽化潜热加热给水，带有一定过热度的蒸汽从两侧沿整个管系向心流进整个凝结段管束。不凝结气体由管束中心部位的排气管排出，排气管是沿整个凝结段设置，确保不凝结气体及时有效地排出高加，以防止降低传热效果。

c) 疏水冷却段

疏水冷却段是将由凝结段来的蒸汽凝结水继续冷却放出热量来加热给水。而使凝结水的温度降至饱和温度以下，继续提高机组热效率，疏水冷却段同样是用包壳板、挡板和隔板等将该段的加热管束全部密封起来。带疏水冷却段的加热器，必须保持一个规定的液位，避免蒸汽漏到疏水冷却段中，造成汽水两相而冲蚀管子，并保证疏水端差满足设计要求。

14.3.4.3 高加的主要部件

a) 壳体：壳体为全焊接结构。依照技术条件壳体进行焊后热处理和无损检验，除安全阀接管外，高加的所有部件均为全焊接的非法兰结构。

b) 水室：高加的水室由锻件与厚板焊接而成，封头为耐高压的半球形结构。水室上设椭圆形人孔以便于进行检修。椭圆形人孔为自密封结构，采用带加强环的不锈钢石墨缠绕垫。水室内设有将球体分开的密闭式分程隔板，为防止高加水室内给水短路，在给水出口侧设有膨胀装置，以补偿因温差引起的变形及瞬间水压突变引起的变形与相应的热应力。给水进口侧设置有防冲蚀装置。

c) 管板：采用与水室相连的锻件作为管板。

d) 管子：高加使用 U 型管作为加热管，U 型管的材料均采用进口 SA-556Gr. C2。

高加管子与管板采用焊接加胀接结构。

e) 管子支撑板：在换热管的全长上布置有一定数量的支撑板，使蒸汽流能垂直冲刷管子以改进传热效果，并增加管束的整体刚性，防止振动，并且保证管子受热能自由膨胀。支撑板用拉杆和定位管固定在规定的位置处。

f) 防冲板：为防止由蒸汽和上级疏水的冲击引起换热管的损坏，在蒸汽和上级疏水入口处均设有不锈钢防冲板。

g) 包壳板：为了把过热段、疏水段与凝结段隔离开，设置有包壳板，确保过热段、疏水段的密封性和独立性。

14.3.5 高加给水旁路三通阀

14.3.5.1 高加三通概述

三台高加采用一套液动大旁路系统，包括进口、出水三通阀本体、液动执行装置及其附件。

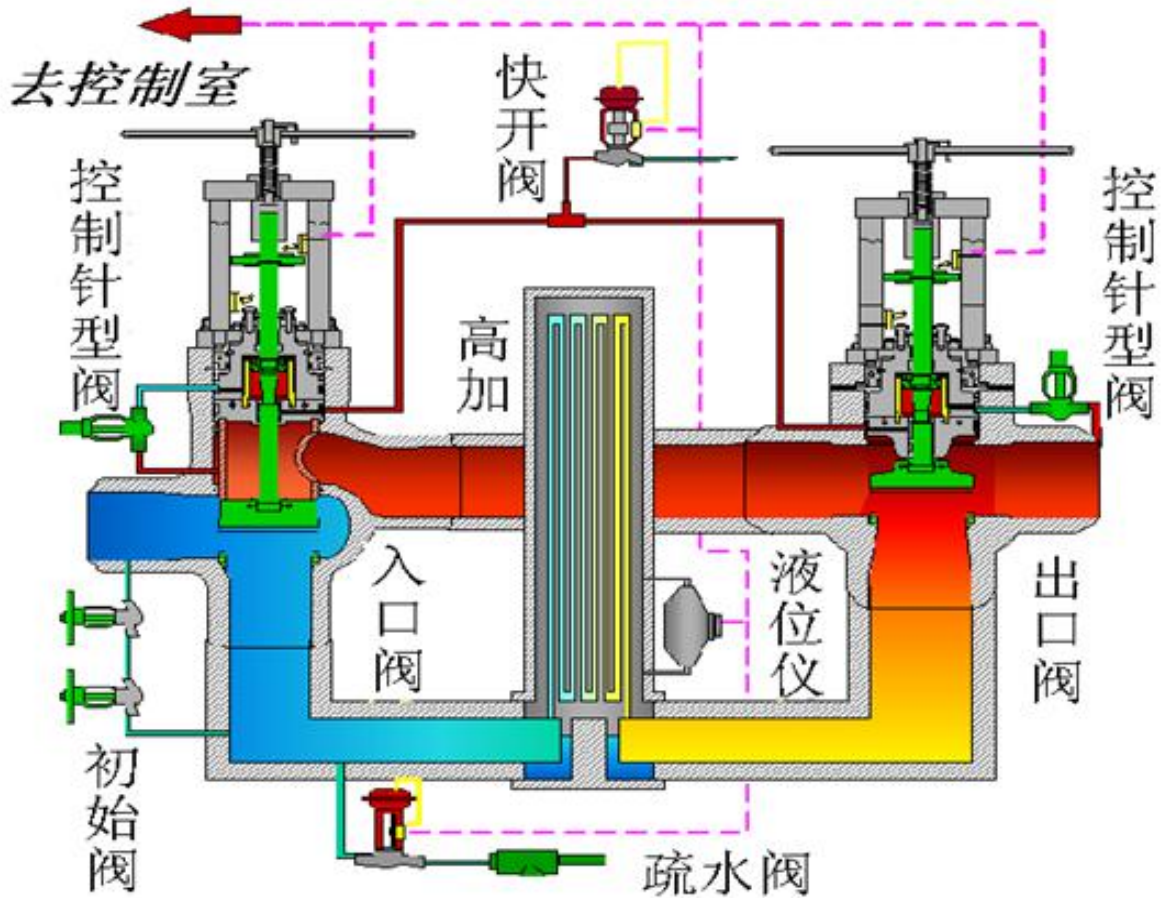
高加进口、出水三通阀两者是液压联动阀，用于正常运行中高压加热器水位突然升高时，快速(2~3s 内)隔离三台高压加热器水侧，保证高加水侧可靠、严密地隔离，防止高加向汽轮机返水；同时给水经高加旁路管道进入锅炉省煤器，保证向锅炉正常连续供水。并可有效缩短高加泄漏时间，减少漏点对周围管束的吹冲；还可在机组运行中高加需要检查或检修时，严密地隔离高加水侧，有可靠的安全措施。

高加正常时，进出水三通阀主路开放，旁路关闭，给水从主路进入高加，然后通过出水阀至锅炉。当高加出现故障时，液位变送器检测液位过高，输出信号至控制室，同时给水三通阀系统的气动控制阀的电磁阀失电，将进出水阀的执行机构液压缸下腔压力泄放，阀瓣在上下压差的推动下向下运动，关闭主回路，同时打开旁路，直至进口、出水阀完全关闭，给水经旁路进入锅炉，完成高加解列；当进口、出水三通旁路阀关到位后，液压缸上腔继续保持压力，以确保三通旁路阀动作安全可靠。

高加解列后，高加给水三通阀在全关状态时，可以通过三通阀上部手轮锁紧阀门，以防高加检修的时候误操作导致阀门开启。三通阀重新开启时，先打开高加注水阀向高加系统注水，之后关闭泄压阀，关闭气动控制阀。高加进出水三通阀门能在高压水的推动下自动快速打开，同时旁路关闭，给水流经高加进入锅炉省煤器，完成高加水侧的投运。

本工程给水三通阀结构原理如图14-7。

液压三通旁路阀应不论机组负荷的大小和给水压力的高低均能可靠地完成高加水侧的投运和切除，并能适应负荷变化的要求。



1 高加进水三通阀;

2 高加出水三通阀;

图14-7高加进出水三通阀结构原理图

液动给水旁路阀主要技术参数详见下表:

项目	单位	高加给水进口液动三通阀	高加给水出口液动三通阀
规格型号		6053 20' 57.1BW	6053 20' 57.1BW
设计压力/温度	(MPa. g/°C)	35 / 291.4	35 / 291.4
管道规格及材料		φ 508×55 / WB36	φ 508×55/ WB36
开/关时间	s	2	2
制造商		KSB	

14. 3. 5. 2 高加给水旁路阀及运行

高加入口三通为 L/Z 型三通阀, 出口三通为 T 型三通阀。阀门采用锻造, 阀体材质与给水管一致, 采用15NiCuMoNb5-6-4。高加进出三通阀为液动控制, 控制装置配有控制阀、泄压阀等。高加三通所必须具有的功能:

- 无波动的快速切换至旁路运行;
- 切换时在给水加热器的两个方向上均能关闭严密;
- 防止在关闭的高压加热器内密闭的系统出现高压。

a) 高加三通投切的操作部分

KSB 给水三通由下面几部分组成（见图14-8）：

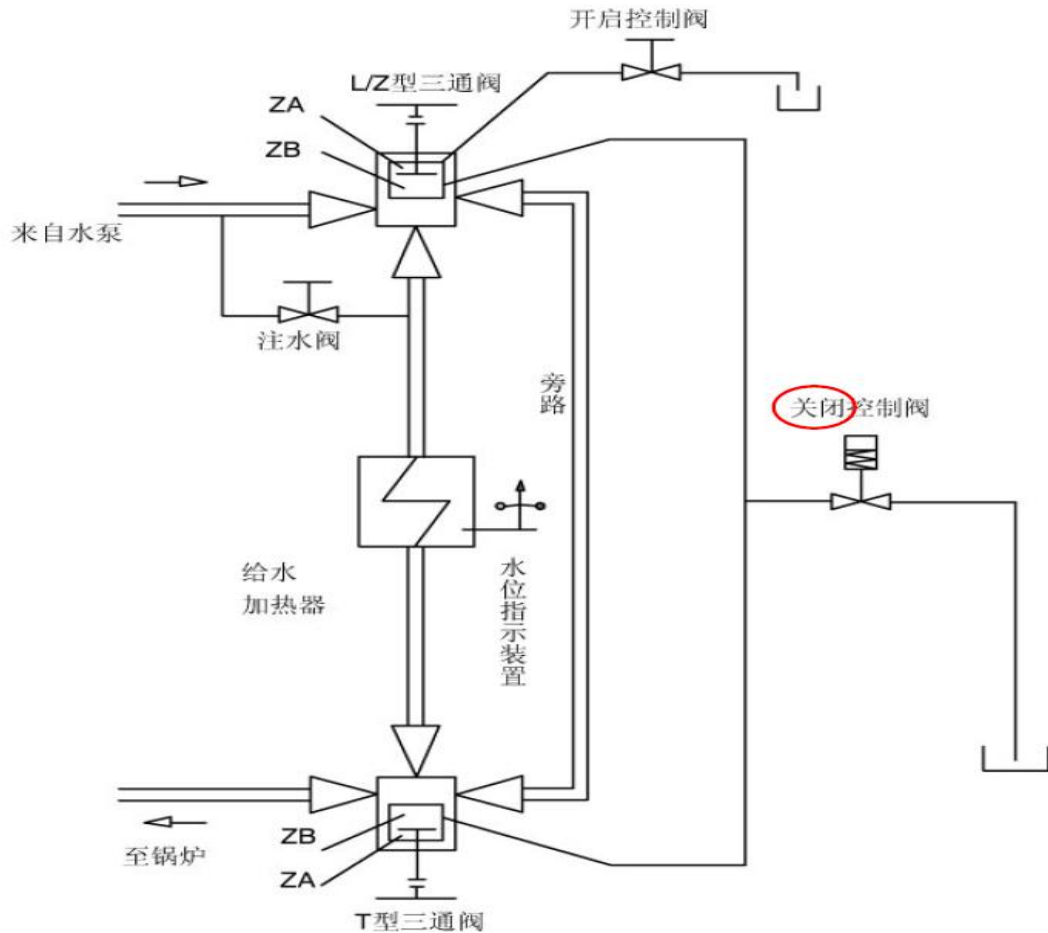


图14-8 高加三通工作原理图

1) 进出口三通阀

2路快关切换阀（L/Z 型进口阀），（在设置里将关闭时间调整至大约3到20s），它由给水压力来驱动快关阀（T 型出口阀），（在设置里将起关闭时间调整到大约3到20s），它由给水压力来驱动。

进口三通阀 ZA 腔室通过节流孔始终与给水接通。在高加投运及正常运行中，都是通过给水压差开启进出口三通阀。

2) 关闭控制阀

控制阀是一个由气动关闭，弹簧开启的快速动作阀。气源由一个独立电磁阀控制。当电磁阀得电时，空气流过去驱动关闭控制阀。当电磁阀失电时，气压被卸掉，控制阀就在弹簧力作用下打开，进出口三通阀阀杆下腔室 ZB 同时泄压，进出口三通同时关闭，给水走旁路。在气压失去的故障状态下，由于电磁阀进口的单向阀的作用，控制阀保持关闭状态。在电压故障下，控制阀保持开启状态。

在控制阀前面有一个手动隔离阀，在需要保持或者检修的时候用来隔离控制阀。

3) 开启控制阀。

开启控制阀只配置在进口三通阀，连接 ZA 腔室，在高加投运时关闭。

4) 压力释放阀。

释放阀安装在高压加热器给水管道上，当高加突然解列，压力释放阀打开，泄去高加内的给水压力，防止高加内给水压力过高，造成高加三通阀开启或关闭不严。

5) 注水阀

高加进口三通阀前设置注水阀（为一二次门），在高加投运前通过注水阀向高压加热器给水管道的注水，当高加内给水压力上升接近给水压力时，方可保证高加三通打开。

b) 运行方式

1) 如果出现下列情况，加热器壳侧水位能升到超过正常工作水位：

- a. 管子裂开或穿孔。
- b. 管子安装不好。
- c. 疏水效果故障

在 a、b 两种情况，随着给水侵蚀管子，加热器水位会逐渐升高。为了能在缺陷早期就能发现，在低水位处装设一水位开关。管子泄漏以后如果继续运行时间过长，从泄漏处喷出的给水将冲坏附近的管子而使缺陷更加严重。

在两个位置上装设液位开关：

☆高水位：正常水位上方一点。

☆高高水位：比高水位更高些，不过要低于抽气口。

☆采用了上述安装的液位开关，系统采用如下的运行方式：

2) 高压加热器运行方式

在入口和出口阀在全开，并且在通过填料箱的给水压力作用下。活塞两端受力不平衡，使阀芯继续保持这种状态。在活塞上下给水压力自动保持平衡，关闭控制阀，开启控制阀，压力释放阀及注水阀保持关闭。

a. 高压加热器隔离的初始过程

当加热器壳侧水位达到高报警值，一个报警信号将被送出，以能使缺陷严重威胁机组运行前引起相关注意。除非水位升高是由于短时的扰动引起，否则，水位将一直持续升，当达到高高水位报警值时，关闭控制阀的电磁铁失电。关闭控制阀隔膜腔室内的空气失去，进出口阀活塞下部给水压力减小，结果就是活塞两侧压力不平衡，从而隔离高压加热器的水侧。

b. 高压加热器隔离的后半过程

关闭时的最佳操作，是出口阀比进口阀关得稍微早一点。当出口阀开始关闭时，关闭控制阀应该通过电磁阀释能的方式开启。这能保证入口阀能关闭完全，以避免压缩加热器给水侧而不能完全关闭。进出口阀隔离加热器以后，关闭控制阀通过闸阀下游的压力释放阀，释放掉隔离加热器的给水压力。这样，加热器可以不用疏水，从而加快了再次投用时的速度。

减少高压加热器水侧的给水压力，保证了主阀盘更大的压差，这样就保证了确定的隔离。另外，关闭控制阀和释放阀相连，同样防止了高压加热器隔离侧内部压力的升高。

高压加热器给水被隔离和卸压以后，控制阀应该保持关闭。为了保证给水高压加热器侧已经完全卸压，推荐手紧手动阀门。但是，控制阀应该通过一个计时器给以一个大约2分钟的迟延后才能自动关闭。启动计时器的信号来至安装在进出水阀在关闭位置开关。信号取自于和释放阀相同压力定值的压力开关。为了避免给水不必要的损失和延长控制阀的寿命，不允许延时关闭。在选定手动方式时，给出阀门仍然在开位置的报警信号。

给水加热器已经和压力给水完全隔离。插入定位销，固定手轮。如果需要，可以望下旋进出口阀 阀杆，保持阀门在关闭位置。

c. 高压加热器的重新投入

☆确认给水泵在运行和给水压力正常。

为了投用高压加热器，进出口阀顶部阀杆应该退到最顶部并锁定。由于受到给水压差，进出口阀依然保持关闭位置。

☆开启注水阀注水使高压加热器侧承压。当阀门活塞上的给水压力(大于高加进口给水压力90%即可)产生的不平衡力升高到足以克服开启阀门的摩擦力时，给水进出口阀就自动全开。当进出口阀全开后，关闭注水阀。

☆给水加热器重新投入使用。

c) 手轮操作

这些阀门的手轮操作用来重新投用系统。如果有必要进行手动操作阀门，必须是下面的情形：当投入高压加热器时：系统没有给水压力或给水在正常的有压工作状态。

在额定压力下关闭高压加热器进出口阀。这个可以在没有连接上下两个阀杆的情况下做(注意先关进口阀)作为附加的防范措施，上部阀杆可以在被要求的情况下旋下，保证阀门在关闭位置。系统在旁路运行，高压加热器侧不承受压力时，禁止取扳动阀门。上下阀杆通过连接器连接在一起便于手动操作。操作结束，连接器必须被取下，上部阀杆松开后，锁住。

在正常运行中禁止上下阀杆连接在一起。手轮上的开关标志仅仅适用高压加热器的手动运行。

d) 试验

通过一个测试按钮来模拟液位开关的动作。这会引起气动控制阀的打开，会引起进出口阀的关闭。关闭控制阀不应当连接到测试顺序当中，保持在关闭状态。当进出口阀被关闭时(通过阀门的关阀位开关指示)，测试按钮释放，进出口阀恢复到全开位置。

为了避免主给水管路上的释放阀动作，试验应该在加热器抽汽隔离阀关闭后进行。试验应该在锅炉或汽机不会发生问题的负荷下进行，并参照相关运行指导。

e) 高加水位控制

加热器水位的控制是加热器能否保持最佳状态的另一个重要因素，也应给予足够的重视。

正常水位即控制水位，在运行规程和加热器水位指示板上都有清楚的标注。当加热器达到运行温度并稳定运行时，一定要保持控制水位。水位由水位控制器维持。为使加热器正常运行，一般允许水位偏离正常水位 $\pm 38\text{mm}$ ，超过此值报警或保护将动作。凝结水位低于正常水位 38mm 时为低水位。水位的进一步降低会使疏水冷却段进口(吸水口)露出水面，而使蒸汽进入该段。这将破坏疏水流经该段的虹吸作用，也由于泄漏蒸汽的热量损失，造成加热器性能恶化，下端差增加，同时在疏水冷却段进口处和疏冷段内引起冲蚀而使管子损坏。

高于正常水位 38mm 即为高水位。当水位高于该值时，部分管子(传热面)将浸没在水中。这种满水会减少有效传热面积，导致加热器性能下降(给水出口温度降低，端差上升)。水位过高的原因可能是疏水调节阀不正常或故障、加热器之间压差不够、加热器超载荷或管子损坏造成泄漏等。

在投运中从测量和观察疏水调节阀的运行情况可以检测管子的泄漏，如压力信号或阀杆指示器表示阀门是微启或者比该负荷条件下的通常开启度大，并且负荷是稳定的，这便表明疏水流出流量比加热器负荷的大，多出的疏水流量必定来源于管子泄漏。

停运后水压试验可以核实管子是否泄漏，若确实发生泄漏应立即采取措施堵塞破裂管子以便尽量减少高压水对邻近管子的冲刷损害。

14.3.6 给水系统设备规范

14.3.6.1 汽动给水泵前置泵规范和性能数据

序号	参数名称		单位	运行工况点		
				额定工况点	最大工况点	单泵最小流量点
	泵型号			HZB330-790		
1	进水温度		℃	187.7	190	187.7
2	进水压力		MPa	1.29	1.35	1.29
3	流量		t/h	1980.13	2148.26	474
4	扬程		m	201.9	205	237.7
5	转速		r/min	1490	1536	1490
6	泵的效率		%	83.98	83.58	53.4
7	进口法兰处需要吸入净正压头 (3%NPSHr)		m	7.59	8.5	4.15
8	轴功率		kW	1296	1435	575
9	出口压力		MPa	3.03	3.11	3.34
	密封型式			机械密封		
10	设计水温		℃	200		
11	泵体设计压力/试验压力		MPa	4/6		
12	关闭压头		m	241（额定）、256（设计）		
13	制动功率		kW	/		
14	正常轴振（双振幅值）		mm	0.038		
15	轴振报警值		mm	/		
16	接口法兰公称压力	进口	MPa	2.5		
		出口	MPa	4		
17	接口管规格(Φ×S)	进口	mm	Φ630×15		
		出口	mm	Φ530×17		
18	重量		kg			
19	旋转方向			顺时针方向(从给水泵汽轮机向给水泵看)		
20	轴承形式			推力轴承+径向轴承		
21	驱动方式			给水泵汽轮机通过减速箱驱动		

14.3.6.2 汽动给水泵规范和性能数据

序号	参数名称		单位	运行工况点		
				额定工况点	最大工况点	单泵最小流量点
	泵型号			95CHTA-5		
1	进水温度		℃	187.7	190	187.7
2	进水压力		MPa	3.03	3.11	3.34
3	流量		t/h	1909.07	2073.65	474
4	扬程		m	3479	3559	4101
5	转速		r/min	5225	5387	5225
6	泵的效率		%	85.2	85	41
7	进口法兰处需要吸入净正压头 (3%NPSHr)		m	71.2	77.7	/
8	轴功率		kW	21450	23873	13038
9	出口压力		MPa	32.99	33.67	38.66
	密封型式			迷宫密封		
10	设计水温		℃	200		
11	泵体设计压力/试验压力		MPa	42/63		
12	关闭压头		m	4166（额定），4428（设计）		
13	制动功率		kW	/		

序号	参数名称		单位	运行工况点		
				额定工况点	最大工况点	单泵最小流量点
14	正常轴振（双振幅值）		mm	0.05		
15	轴振报警值		mm	/		
16	接口法兰公称压力	进口	MPa	4.0		
		出口	MPa	42		
17	接口管规格（Φ×S）	进口	mm	Φ530×17		
		抽头	mm	Φ114×14		
		出口	mm	Φ559×63		
18	重量		kg	~30000		
19	旋转方向			逆时针方向（从给水泵汽轮机向给水泵看）		
20	轴承形式			推力轴承+径向轴承		
21	驱动方式			给水泵汽轮机		

14.3.6.3 电动给水泵规范和性能数据

序号	参数名称		单位	运行工况点		
				最大工况点	额定工况点	单泵最小点
1	进水温度		℃	149.9	149.9	149.9
2	进水压力		MPa	~0.62	~0.62	~0.62
3	流量		t/h	646.02	616.39	~150
4	扬程		m	1495.5	1517.7	1796.3
5	转速		r/min	2985	2985	2985
6	泵的效率		%	80	80.3	35
7	进口法兰处需要吸入净正压头（3%NPSHr）		m	5.5	4.9	/
8	轴功率		kW	3291	3175	2098
9	出口压力		MPa	14.06	14.26	16.77
10	设计水温		℃	200		
11	泵体设计压力/试验压力		MPa	20/30		
12	关闭压头		m	1846		
13	制动功率		kW	/		
14	正常轴振（双振幅值）		mm	0.038		
15	轴振报警值		mm	/		
16	接口法兰公称压力	进口	MPa	2.5		
		出口	MPa	4.0		
17	接口管规格（Φ×S）	进口	mm	Φ325×7.5		
		抽头	mm	/		
		出口	mm	Φ273×30（暂定，最终满足要求）		
18	重量		kg			
19	旋转方向			顺时针方向（从电动机向给水泵看）		
20	轴承形式			径向轴承+推力轴承		
21	驱动方式			电动机		

14.3.6.4 电动给水泵电机规范和性能数据表

序号	参数名称	单位	电动泵电动机	备注
1	型式			

序号	参数名称	单位	电动泵电动机	备注
2	电动机型号			
3	额定功率	kW	3600	
4	额定电压	kV	6	
5	额定电流	A	~393	
6	额定频率	Hz	50	
7	额定转速	r/min	~2985	
8	极数		2	
9	防护等级		IP54	
10	绝缘等级		F	
11	冷却方式		IC81W	
12	安装方式		B3	
13	气隙	mm	/	
14	效率	%		
	额定负荷时的效率	%	96.3	
	3/4 额定负荷时的效率	%	96	
	1/2 额定负荷时的效率	%	95.2	
15	功率因数			
	额定负荷时的功率因数		0.91	
	3/4 额定负荷时功率因数		0.91	
	1/2 额定负荷时功率因数		0.89	
16	最大转矩/额定转矩		2	
17	加速时间及启动时间 (额定负荷工况下)	s	/	
18	噪音	dB(A)	85	
19	轴承座处振动幅值	mm	稍后提供	
20	轴振动速度	mm/s	稍后提供	
21	定子温升	K	80	
22	相数		3	
23	测温元件		Pt100	
24	轴承型式		滑动	
25	轴承油牌号		32 号汽轮机油	
26	冷却器			
27	冷却水量	t/h	~47	
28	水压	MPa	0.6	
29	水流速	m/s		
30	电动机重量	kg	~11000	

14.3.6.5 高压加热器规范和性能数据

加热器编号	单位	#1高加	#2高加	#3高加	蒸汽冷却器
加热器型式		单列、卧式、U形管、双流程			
加热器数量(每台机组)		1	1	1	1
高加系统旁路型式(大、小旁路)		大旁路			
一、汽机调节阀全开VWO工况					
给水					
流量	t/h	1974.9	1974.9	1974.9	691.2
进口压力	MPa(a)	~39	~39	~39	~39
进口温度	℃	273.3	228.4	195.8	297.6
进口热焓	kJ/kg	1197.4	992.1	849.2	1315.1
出口温度	℃	297.6	273.3	228.4	302.2
出口热焓	kJ/kg	1315.1	1197.4	992.1	1338.3
最大允许压降	MPa	<0.08	<0.08	<0.08	<0.05
最大允许流速	m/s	<2.4	<2.4	<2.4	<2.4
设计压力	MPa(g)	~39	~39	~39	~39
设计温度	℃	305	285	240	325
试验压力	MPa(g)	~58.5	~58.5	~58.5	~58.5
给水端差要求（按热平衡图）	℃	-1.7	0	0	/
抽汽（每组量）					
流量	t/h	120.4	182.9	108.2	108.2
进口压力（抽汽口）	MPa(a)	8.101	5.793	2.731	2.731
进口温度（抽汽口）	℃	408.3	361.3	317.6	504.3
进口热焓（抽汽口）	kJ/kg	3160.4	3080.5	3045.6	3469.6
最大允许压降	MPa	< 0.07	< 0.07	< 0.07	< 0.035
设计压力	MPa(g)	9.09	6.77	3.05	3.05
设计温度	℃	425.3/305	385/285	400/240	521.6
试验压力	MPa(g)	按GB150相关规定			
进入加热器的疏水					
疏水来源		/	1号高加	2号高加	
流量（每组量）	t/h	/	120.4	303.3	
温度	℃	/	278.9	234.0	
热焓	kJ/kg	/	1230.1	1009.7	
排出加热器的疏水					
流量（每组量）	t/h	120.4	303.3	411.5	108.2
温度	℃	278.9	234.0	201.4	317.6
热焓	kJ/kg	1230.1	1009.7	859.3	3045.6
疏水端差	℃	5.6	5.6	5.6	20.0
二、夏季TRL工况					
给水					
流量（每组量）	t/h	1909.5	1909.5	1909.5	668.3
进口压力	MPa	~39	~39	~39	~39
进口温度	℃	270.0	225.4	191.8	293.8
进口热焓	kJ/kg	1181.9	978.4	831.3	1296.6
出口温度	℃	293.8	270.0	225.4	298.7
出口热焓	kJ/kg	1296.6	1181.9	978.4	1320.7
抽汽					
流量（每组量）	t/h	113.7	176.1	107.3	107.3
进口压力（抽汽口）	MPa	7.675	5.506	2.582	2.582

加热器编号	单位	#1高加	#2高加	#3高加	蒸汽冷却器
进口温度（抽汽口）	℃	397.7	352.1	313.8	503.6
进口热焓（抽汽口）	kJ/kg	3139.4	3062.3	3040.6	3469.7
进入加热器的疏水					
疏水来源（每组总量）		/	#1高加	#2高加	
流量	t/h	/	113.7	289.8	
温度	℃	/	275.6	231.0	
热焓	kJ/kg	/	1213.3	995.5	
排出加热器的疏水					
流量（每组总量）	t/h	113.7	289.8	397.1	107.3
温度	℃	275.6	231.0	197.4	313.8
热焓	kJ/kg	1213.3	995.5	841.0	3040.6
三、TMCRI工况					
给水					
流量	t/h	1909.5	1909.5	1909.5	668.3
进口压力	MPa	~39	~39	~39	~39
进口温度	℃	270.2	225.8	193.3	293.9
进口热焓	kJ/kg	1182.5	980.0	838.1	1296.9
出口温度	℃	293.9	270.2	225.8	298.6
出口热焓	kJ/kg	1296.9	1182.5	980.0	1320.4
抽汽					
流量（每组总量）	t/h	113.5	175.3	103.9	103.9
进口压力（抽汽口）	MPa	7.683	5.517	2.599	2.599
进口温度（抽汽口）	℃	397.8	352.2	313.9	504.3
进口热焓（抽汽口）	kJ/kg	3139.5	3062.4	3040.3	3471.1
进入加热器的疏水					
疏水来源		/	#1高加	#2高加	
流量（每组总量）	t/h	/	113.5	288.8	
温度	℃	/	275.8	231.4	
热焓	kJ/kg	/	1213.9	997.2	
排出加热器的疏水					
流量（每组总量）	t/h	113.5	288.8	392.7	103.9
温度	℃	275.8	231.4	199.0	313.9
热焓	kJ/kg	1213.9	997.2	848.1	3040.3
四、THA工况					
给水					
流量	t/h	1869.5	1869.5	1869.5	654.3
进口压力	MPa	~39	~39	~39	~39
进口温度	℃	270.0	225.8	193.6	293.6
进口热焓	kJ/kg	1181.9	980.2	839.1	1295.7
出口温度	℃	293.6	270.0	225.8	298.3
出口热焓	kJ/kg	1295.7	1181.9	980.2	1295.7
抽汽					
流量（每组总量）	t/h	110.6	171.1	101.4	101.4
进口压力（抽汽口）	MPa	7.655	5.505	2.602	2.602
进口温度（抽汽口）	℃	396.8	351.6	313.6	504.7
进口热焓（抽汽口）	kJ/kg	3137.4	3060.9	3039.6	3472.0
进入加热器的疏水					
疏水来源		/	#1高加	#2高加	
流量（每组总量）	t/h	/	110.6	281.7	

加热器编号	单位	#1高加	#2高加	#3高加	蒸汽冷却器
温度	℃	/	275.6	231.4	
热焓	kJ/kg	/	1213.2	997.4	
排出加热器的疏水					
流量（每组总量）	t/h	110.6	281.7	383.1	2.602
温度	℃	275.6	231.4	199.2	313.6
热焓	kJ/kg	1213.2	997.4	849.1	3039.6

14.4 运行限制值、系统联锁保护

14.4.1 电动给水泵组

14.4.1.1 电泵允许启动条件

- 除氧器水位不低低。
- 进水电动阀开。
- 再循环电动阀开且调节阀开度 $\geq 90\%$ 。
- 电泵润滑油泵运行且润滑油压力 $\geq 0.15\text{MPa}$ 。
- 电泵各测点温度允许。

14.4.1.2 电泵跳闸任一条件

- 除氧器水位低低。
- 电泵进水电动阀关。
- 出水流量低于电泵对应转速下的最低流量要求。
- 润滑油压力低于 0.08MPa 。
- 电泵运行30秒后,电泵进水压力与除氧器压力偏差低。
- 电泵支持轴承温度高或电泵推力轴承温度高。
- 电机轴承温度高。
- 当再循环阀获得开信号后10s 未打开。

14.4.1.3 再循环联锁

- 电泵再循环电动阀自动开且闭锁关：电泵运行
- 电泵再循环调节阀自动开：前置泵出水流量低于电泵对应转速下的最低流量要求或出水流量低低。

14.4.1.4 电泵进口电动阀

允许关：电泵停运

14.4.1.5 电泵出水电动阀

- 自动关：手动停运电泵。
- 自动开：电泵运行。

14.4.1.6 稀油站

- 油压低于 0.1MPa 时报警,联启备用油泵；
- 润滑油滤网差压高于 0.06MPa 报警；
- 油温低于 10°C ,启动加热器；高于 30°C ,切断加热器。

14.4.2 汽动给水泵组

14.4.2.1 汽动给水泵组跳闸（或停泵）条件

- 1) 轴承温度 $\geq 95^{\circ}\text{C}$;
- 2) 轴承座振动速率 $\geq 12.7 \text{ mm/s}$ 或振幅 $\geq 0.114\text{mm}$;
- 3) 密封水与前置泵入口压差 $\leq 15\text{kPa}$ 。
- 4) 密封水回水温度高至 80°C 。

14.4.3 高加水位保护

- a) 高加水位高，高加危急疏水调节阀自动调节开。
- b) 高加水位高高，高加危急疏水调节阀自动开启，开上级高加危急疏水调节阀，关上级高加正常疏水调节阀。
- c) 高加解列条件
 - 1) 任一高加水位高高或蒸汽冷却器水位高高。
 - 2) 汽轮机跳闸。
 - 3) DCS 手动解列按钮。
- d) 高加解列后联动
 - 1) 关闭三台高加抽汽电动阀、逆止阀。
 - 2) 开启三台高加紧急疏水调节阀。
 - 3) 开三台高加抽汽逆止阀前疏水阀，抽汽电动阀前、后疏水阀。
 - 4) 开高加旁路快关阀、泄压阀，高加水侧走旁路，进出水三通阀关闭。
- e) #3高加疏水调节阀自动关闭：汽轮机跳闸或除氧器水位高高。
- f) 相应的抽汽逆止阀或电动阀关：高加抽汽电动阀前、后疏水阀和抽汽逆止阀前疏水阀自动开启，并闭锁关闭。

14.5 给水系统运行维护

14.5.1 高压给水加热器

14.5.1.1 高加启动运行保护措施

- a) 高加主给水水质未达到运行规定值时，该高加系统不得启动。
- b) 在启动运行阶段，须暖体时间应足够长，以避免各部件中的温度升高太快，产生较大的热应力。启动和停运过程中应严格控制高加出水温度、高加管板金属温度变化率在投入和升负荷时不超过 $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ，撤出和降负荷时不超过 $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。
- c) 高加投入应按“由抽汽压力低到抽汽压力高”的顺序依次投入各台高加，按“由抽汽压力高到抽汽压力低”的顺序依次停运各台高加。
- d) 严禁将已泄漏的加热器投入运行。
- e) 高加应在水位测量完好，报警信号、保护动作及调节系统工作正常的情况下才允许投入运行。

14.5.1.2 高加启动前检查

- a) 检查抽汽管道上逆止阀、进汽阀的动作情况，并作联动试验。
- b) 检查疏水管道上的阀门开、关是否正常，以使疏水按规定的排放方向流动。

- c) 检查疏水调节系统和液位报警系统是否工作正常。
- d) 检查水位计和压力表的一二次阀开启，各种测量仪表、温度表及照明等均应处于良好状态。
- e) 在抽汽进入每台高加前，排净抽气管内的疏水。

14.5.1.3 高加启动

- a) 打开水室（管侧）或给水管道的排空气阀。
- b) 缓慢开启高加注水门，把给水缓慢地引入换热管。当空气从水室中排净时，关闭水室侧排空气阀门，注水正常后打开高加给水进、出三通阀，切断旁路，高加通水。此时保护系统处于运行状态。
- c) 开启高加启动排气阀。
- d) 开启汽机抽汽电动阀引入加热蒸汽，应用足够长的时间缓慢地开启阀门，控制出水温度升温速度不大于 $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ，以保证各部件的热应力不致太高。
- e) 关闭高加启动排气阀，调整运行连续排气阀在合适开度。

14.5.1.4 运行监视

- a) 应经常注意高加水位的变化，防止低水位或高水位运行。
- b) 定期记录或监视高加的下列仪表指示：
 - 1) 水位计水位；
 - 2) 每台高加的给水进、出水温度和压力；
 - 3) 每台高加的抽汽压力、温度、高加内部汽压；
 - 4) 疏水温度；
 - 5) 疏水调节阀开度。

14.5.1.5 高加正常运行时的维护

- a) 给水 pH 值：对超超临界机组应 ≥ 9.2 。（因较高的 pH 值能促进碳钢形成附着力强的氧化膜，防止材料的腐蚀。）
- b) 给水含氧量应不超过 $5\sim 7\mu\text{g}/\text{L}$ ，以降低氧对碳钢管的腐蚀。
- c) 在运行中应及时连续排净高压加热器内的不凝结气体，每台高加均设有排气接口排放至除氧器。合适的排气量大约是进汽总量的 $0.2\%\sim 0.5\%$ 。

14.5.1.6 高加停运

- a) 按抽汽压力由高到低逐个停用。
- b) 缓慢关闭进汽阀，使温度的变化平缓，控制给水温度下降速度不大于 $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ，以防由于热应力使换热管与管板连接处焊接接头及管板边缘处产生裂纹。
- c) 及时切换高加疏水，关闭壳侧至除氧器排气阀。
- d) 检查进汽阀和逆止阀关严后停电。
- e) 关闭疏水调节阀，高加汽侧压力至0。关闭给水进、出水三通阀。
- f) 开启水侧放空气阀，防止进汽阀不严泄漏，给水因升温热膨胀而超压。

14.5.2 电动给水泵

14.5.2.1 启动前准备

- a) 电泵的各项联锁保护试验合格，投入各联锁保护和有关表计。
- b) 按系统阀门检查卡检查完毕。

- c) 确认循环水、开式辅助冷却水、闭冷水、凝结水系统运行正常。
- d) 确认除氧器水位正常。
- e) 检查稀油站运行正常,油位在油位计刻度1/2以上,油质良好,润滑油压 $\geq 0.15\text{MPa}$ 。
- f) 确认电动机绝缘合格。
- g) 送上电动给水泵电源。

14.5.2.2 电动给水泵注水排气前准备

- a) 检查润滑油压力大于 0.15MPa ,各轴承油位、油流正常,油系统无漏油。
- b) 投入冷却水系统,检查电动给水泵机械密封冷却器等冷却水流正常,冷却水系统压力正常、无泄漏,开启润滑油电机冷却器冷却水出水阀备用。
- c) 开启电动给水泵再循环门前后隔离门,再循环调阀投自动后开启正常。
- d) 检查电动给水泵出水阀关闭及关闭所有放水阀。

14.5.2.3 电动给水泵注水排气

- a) 开启给水泵及给水管路系统的排气阀,缓慢开启电泵进口门至一定开度,从除氧水箱注水到给水泵出水阀,放去管路内气体,直到没有空气逸出,关闭所有排气阀。注意在注水排气期间,除氧器给水箱水位保持正常。
- b) 注水排气时,注意应连续多次对机械密封水回路排气,检查系统无泄漏。
- c) 全开电泵进口门。
- d) 开启电泵暖泵门。

14.5.2.4 电动给水泵启动

- a) 确认电动给水泵起动允许条件均已满足。
- b) 关闭电泵暖泵门。
- c) 启动电动给水泵,记录电流返回时间,应不超过15秒,待转速稳定后,检查给水泵电流是否正常。
- d) 当锅炉具备进水条件后,开启电动给水泵出水阀,对给水管路进行注水排气,注水结束后锅炉开始进水。根据需要开启锅炉主给水旁路调阀控制。
- e) 投入给水加氨运行方式。
- f) 根据需要,开启电动给水泵出水抽头至再热器减温水电动阀,联系化学加药。

14.5.2.5 电动给水泵停运

- a) 当机组停运,锅炉不需给水时,可停运电动给水泵。
- b) 机组整组启动过程中,主机负荷升至198 MW启动汽动给泵,并调整切换至汽泵运行。将电动给泵降速停用作热备用。停运电泵前应确认运行的汽动给水泵中间抽头门开启。
- c) 降低电动给水泵转速,将给水流量转移到汽动给水泵,注意给水流量、压力正常。
- d) 当电动给水泵流量低于规定值,检查电动给水泵再循环调阀自动开启。
- e) 当电动给泵无负荷时,将出水阀关闭。
- f) 关闭电动给水泵进口加药门。
- g) 如电动给泵停用后检修:
 - 1) 按检修要求电机停电、电泵隔绝、泄压、放水。
 - 2) 根据系统温度情况,停用辅助交流油泵。

- 3) 根据检修需要停用电动机电加热器。

14.5.2.6. 正常维护

- a) 检查给水泵振动正常, 电动机及前置泵各轴承振动正常。
- b) 检查润滑油冷油器出油温升小于 20°C , 控制润滑油出口油温正常, 控制工作油出口油温正常。
- c) 根据电机出口风温, 投入电机空气冷却器, 开启电机空气冷却器进水阀, 控制空气冷却器进口风温正常, 检查出口风温正常, 电机线圈温度 $<110^{\circ}\text{C}$ 。
- d) 检查汽泵中间抽头至再热器减温水压力是否正常。
- e) 检查前置泵、给水泵进口滤网前后差压正常。
- f) 检查给水泵组各支持轴承、推力轴承金属温度在正常范围。
- g) 电泵在允许运行范围内, 进出水压力、流量正常, 电机电流不超限。
- h) 机械密封冷却器回水温度正常。
- i) 稀油站油位正常, 油质合格, 油泵运行正常润滑油压在 0.15MPa 左右。
- j) 除氧器水位、压力正常, 给水泵无汽化、无冲击现象。
- k) 泵组冷却水系统、机械密封系统、密封水系统、油系统及给水管道无泄漏。

14.5.3 汽动给水泵

14.5.3.1. 汽动给水泵组投运

- a) 汽动给水泵组禁止启动条件
 - 1) 调速系统动作失灵或不能控制转速而使超速保护动作。
 - 2) 泵组转动部分有明显的摩擦声。
 - 3) 低压主汽阀、低压调速汽门之一卡涩不能关闭严密。
 - 4) 主要的热工保护装置之一失灵。
 - 5) 主要的热工仪表之一失灵。
 - 6) 仪表或热机保护电源失去。
 - 7) 油质不合格或油温低于极限值。
 - 8) 泵壳体上下温差 $>28^{\circ}\text{C}$ 。
- b) 启动前准备
 - 1) 确认除氧器水位正常。
 - 2) 确认循环水、闭冷水系统运行正常。
 - 3) 检查小机油箱油位 $2/3$ 以上, 油质合格。
 - 4) 确认小机已单独试转过, 超速保护校验正常。
 - 5) 小机润滑油冷油器一组投运, 一组投备用。
 - 6) 小机润滑油滤网一组投运, 一组投备用。
 - 7) 按系统启动检查卡检查完毕。
 - 8) 安装或 A 级检修后的首次启动, 应将小机与给水泵的靠背轮解开, 手动盘泵转子, 确保转动灵活。联接好靠背轮。
 - 9) 根据需要做小机调速系统静态试验。
- c) 给水泵注水排气前准备
 - 1) 投入冷却水系统, 检查前置泵机械密封冷却器等冷却水压力正常、无泄漏、给水泵水力密封水压力正常, 开启润滑油冷油器出口阀备用。

- 2) 确认汽动给水泵再循环调阀及前后隔离门已开。
 - 3) 关闭汽泵出水阀及所有放水阀。
 - 4) 检查润滑油箱电加热自动投、停正常,油温符合要求后,启动小机排油烟机,调整油箱负压正常。
 - 5) 启动小机事故油泵,对系统赶空气10分钟以上,检查一切正常,停运后投备用。
 - 6) 启动主油泵运行,完成小机润滑油低油压联锁试验,并将事故油泵投备用。
 - 7) 小机润滑油温大于40℃,开启润滑油冷油器进口门。
 - 8) 检查暖泵系统投入正常。
- d) 给水泵注水排气
- 1) 开启给水系统管路排气阀,缓慢开启前置泵进口门至一定开度,从除氧水箱注水到给水泵出水阀,放去管路内气体,直到没有空气逸出,关闭所有排气阀。注水时应注意泵体上下金属温差不大,除氧水箱水位保持正常。
 - 2) 开启前置泵进口门,确认泵体内空气排尽,检查系统无泄漏。
 - 3) 盘车前汽动给水泵要进行充分暖泵且保证给水泵上下金属温差 $<28^{\circ}\text{C}$,暖泵速率不大于 $55^{\circ}\text{C}/\text{h}$,控制除氧器水温与给泵入口水温差 $<80^{\circ}\text{C}$ 。#1机组汽动给水泵为倒暖,需启动电泵运行。#2机组为正暖系统,暖泵水源自除氧器流经泵体后引至凝汽器。暖泵结束启泵前,必须关闭暖泵门。
 - 4) 确认盘车启动允许条件均满足,启动盘车,检查盘车电流正常、给水泵汽轮机运转正常,确认各轴承回油温度正常,注意检查整个泵组应无金属摩擦声。暖泵未完成不得进行盘车。
- e) 完成给水泵汽轮机的冲转操作,并将转速升到2800r/min
- f) 带负荷:
- 1) 当给水泵转速升至2800r/min左右,将小机MEH投远方控制。
 - 2) 当汽动给水泵出水给水压力 $<$ 母管压力0.2MPa,根据需要开启汽泵出水阀。
 - 3) 检查无“强制手动信号”,将该汽动给水泵投自动。
 - 4) 投入给水加氨运行方式。
 - 5) 并泵过程中,应注意给水泵再循环调阀动作对锅炉给水流量变化的影响。
 - 6) 开启汽泵中间抽头电动门。
 - 7) 当给水泵转速大于2800r/min,检查小机本体疏水阀组关闭。
 - 8) 本机组汽动给水泵可全程启动, #1机组设有启动电泵,可配合辅汽供汽直接启动汽泵供水; #2机组汽动给水泵可利用临机辅汽或启动锅炉供汽直接全程启动。
- g) 启动过程中注意事项
- 1) 在汽泵启动过程中,注意转速上升平稳,不应产生过大的波动。
 - 2) 小机过临界转速时,应严密监视小机轴振正常,给水泵轴振正常。
 - 3) 小机、给水泵无摩擦声。
 - 4) 汽泵各轴承金属温度和回油温度正常,汽泵密封水回水温度不大于 65°C 。
 - 5) 当小机转速大于2800r/min,检查小机相应的蒸汽管道疏水阀自动关闭。
 - 6) 汽泵全程上水时,可维持转速在2000r/min左右(不得接近临界转速),配合再循环开度确保锅炉启动初期各个阶段的给水量需求。

14.5.3.2 汽动给水泵停运

- a) 停运前准备

1) 机组正常停运, 需全程投运给水泵, 减至负荷时, 给水泵小机汽源可切至临机或启动锅炉供, #1机组负荷减至150MW时, 可视情况启动电动给水泵接带负荷, 停运汽动给水泵。

2) 确认运行的汽动给水泵中间抽头门或电动给水泵出口抽头门开启, 关停运泵中间抽头门。

b) 停运操作

1) 将准备停运的汽动给水泵给水“自动”切至小机本地自动。

2) 降小机转速至目标转速2800r/min, 缓慢降速, 注意给水压力、流量变化, 并及时切换给水泵汽轮机汽源。

3) 当汽泵流量低至汽泵最小流量, 确认给水泵再循环调阀自动开启并逐渐全开。

4) 当汽泵再循环调阀全开时, 根据需要关闭汽泵出水阀。

5) 手动脱扣停运小机, 检查切换阀及主汽阀、调阀、四抽进汽和冷段进汽电动阀门均关闭, 转速下降。

6) 当汽泵转速低于2800r/min, 检查小机所有蒸汽疏水调阀均自动开启。

7) 小机转速降至140r/min时, 检查盘车自启动。

8) 根据系统设备要求可进行小机破坏真空操作, 关闭给水泵排汽蝶阀, 破坏真空。

9) 注意真空到零, 停轴封汽, 关闭轴封进汽隔离阀。

10) 停机后, 再对轴承继续冷却时, 并应调整冷油器出口油温, 使轴承经过充分冷却后, 方可停止盘车。

11) 当给水泵泵壳温度正常且小机已停止盘车运行后方可停运汽泵密封水。

12) 根据情况完成其它停运和隔离工作。

13) 汽泵全程上水时, 可在2800r/min后, 汽泵切至MEH就地控制, 给水流量控制可结合最小流量阀进行, 但汽泵转速不得接近临界转速。

c) 正常维护

1) 汽泵周围清洁无杂物, 无汽、油、水等泄漏。

2) 汽动给水泵组稳定运行, 声音正常, 振动在允许限额内。

3) 汽泵润滑油系统运行正常, 各轴承油流正常, 润滑油箱油位正常。

4) 汽泵润滑油冷油器在冷却水量没有变化的情况下, 如冷油器出口油温超限, 应切换使用备用冷油器。

5) 汽动给水泵组各运行参数, 如汽温汽压、振动、转速、轴向位移、差胀、缸胀、轴承温度、轴承油压油温油流、真空、排汽温度、汽缸金属温度以及前置泵密封水温度、给水泵密封水温度、给水泵进出水压力流量等均在运行限额内。

6) 除氧器水位正常, 给水泵无汽化、无冲击现象。

7) 润滑、调节油滤网差压正常。若润滑油滤网差压和调节油滤网差压超限或滤网指示报警, 切换至备用滤网运行并联系检修清洗滤网。

8) 小机调阀无晃动, 调阀开度正常。

9) 定期检查油箱排烟风机运行正常, 确保小机油箱有一定的真空度。

14.6 启、停和运行操作危险点分析

给水系统的启、停操作或者运行中的不正常操作以及监视不到位, 会造成给水中断、给水泵损坏、高加泄漏、汽轮机进水等恶性事故。因此作为发电厂的重大危险源、危险点。给水系统启、停必须严格按照操作票要求进行, 机组运行中必须严格执行规程, 及时开展运行分析, 进行危险点预测和预控。

给水系统启、停及运行操作危险点分析表

序号	操作项目	危险源、危险点	后果	控制措施
1	给 泵 投 撤	a) 启动充水放气不充分。	① 引起泵汽蚀。 ② 引起泵和管路振动。	① 给水泵组投运前必须注水放气充分,直至各放气口有连续水流放出。
		b) 启动前未进行暖泵。	① 汽泵动静间隙损坏,强烈振动。	① 汽泵壳体温度及温差合格后启动。
		c) 泵在未充水状态投运给泵汽轮机盘车(同样在给泵未投密封水时也不能盘车)。	损坏泵叶轮及轴承密封结构。	① 给泵汽轮机盘车系统投运前应先给水泵系统注水完成暖泵。 ② 盘车投运前投入水力密封水。
		d) 密封水调节阀前后隔离阀、密封水回水阀与泄荷水阀操作不到位或者密封水调节阀未及时调整。	① 轴端刺水。 ② 油系统进水。	① 系统投运时密封水回水阀首先开启,再密封水阀与泄荷水阀及时开启。 ② 操作员站及时调整密封水压力。(注:密封水调节阀前后隔离阀、密封水回水阀与泄荷水阀操作先后顺序不能错误)
		e) 泵出水阀两侧差压大。	损坏泵出水阀。给水流量扰动剧烈。	并泵开启出水阀时,控制泵出水电动阀前后差压小于0.2MPa。
		f) 给泵逆止阀不严。	① 给泵倒转。 ② 给水低压管路可能超压。 ③ 给水大幅降低。	① 给水泵撤出时密切关注给水压力、流量以及前置泵的压力、流量、电流等参数。 ② 发现逆止阀不严立即关闭给水泵出水电动阀。 (切忌关闭前置泵进口电动阀)
2	高 加 水 侧 投 撤	g) 机组正常运行时候高加水侧投撤,两强制手轮开关顺序。	① 给水中断。	① 关闭时候先关进口阀再关出水阀。开启时相反。切不可弄错,否则将可能引起锅炉断水。
		h) 高加投撤过程温升率、温降率大。	① 致高加部件直接损坏和使用寿命急剧缩短。 ② 高加U形管胀口损坏,高加泄漏。	① 严格执行操作票,控制高加投撤过程的温升率和温降率。 ② 投撤初期,必要时切至就地平缓操作。
		i) 高加水位计投入未按规定进行预暖。	① 高加水位计爆破损坏。 ② 人身伤害事故。	① 水位计投入前应按规程要求进行充分地预暖。
		j) 高加低水位和无水位运行。	疏水二相严重流动,高加疏水管道强烈振动、损坏。	① 按规程要求控制水位。 ② 加强高加水位自动调节监视和分析。
		k) 高加系统未按阀门操作检查卡要求复役。	① 造成汽轮机进水事故、给水中断、跌真空事故。	① 投撤过程,严格按高加系统阀门操作检查卡开展停复役工作。

14.7 一般异常现象及处理

14.7.1 给水泵汽化

a) 现象

- 1) 给水泵转速、出水压力、流量下降或晃动。
- 2) 给水泵泵体及管道声音异常，振动增大。
- 3) 给水泵两端密封处冒出白色湿汽。

b) 原因

- 1) 除氧器水位或压力突降。
- 2) 前置泵进口滤网堵塞。
- 3) 给水泵进水管内有空气或蒸汽。
- 4) 前置泵故障，给水泵进口压力低。
- 5) 给水流量过低，再循环门未开。

c) 处理

- 1) 确认给水泵再循环调阀开启。
- 2) 提高除氧器水位及压力。
- 3) 处理无效立即停泵。
- 4) 开启给水泵出水阀前所有排空气阀。
- 5) 清理前置泵进口滤网。
- 6) 分析汽化原因。

14.7.2 汽泵反转

a) 现象

- 1) 小机转速下降后又回升，就地检查转子转动，泵内有不正常声音；“泵倒转”报警。
- 2) 汽泵出水压力低，入口压力高。
- 3) 轴承振动大。
- 4) 轴向位移反方向增大。
- 5) 前置泵出水压力高。
- 6) 除氧器压力、水位上升。

b) 处理

1) 发现汽泵反转后，立即关闭汽泵出水电动阀，若发现该汽泵出水电动阀卡涩或失电应立即手动关闭。

- 2) 停运电泵，关闭其出水电动阀。
- 3) 关闭省煤器入口主给水电动阀和旁路电动阀，截断锅炉上水。
- 4) 关闭反转汽泵中间抽头电动阀，将汽泵最小流量阀强制打开。
- 5) 反转汽泵前置泵入口电动阀不能关闭。
- 6) 要注意小机润滑油系统运行正常。

14.7.3 高加解列

a) 现象

- 1) 高加解列信号报警。
- 2) 给水温度大幅度下降。
- 3) 省煤器进出口、螺旋水冷壁进出口温度下降。
- 4) 高加汽侧停用时，机组负荷瞬间上升。

5) 高加汽水管道或阀门爆破时, 给水压力将下降。

b) 原因

1) 高加水侧严重泄漏或爆破, 造成高水位保护动作而紧急停用。

2) 高加汽水管道、阀门爆破而紧急停用高加。

3) 高加保护装置误动作。

c) 处理

1) 高加解列时检查相应一、二、三段抽汽电动及逆止阀联动关闭, 进出水三通阀自动关闭, 给水走旁路, 高加危急疏水阀自动开启, 高加至除氧器疏水阀关闭。

2) 立即检查给水流量变化正常, 若给水自动控制不正常时, 应即手动控制给水流量, 当水冷壁出口温度变化时, 根据给水温度下降值, 迅速调整燃料与给水的比例(减少给水流量或增加燃料量), 维持中间点温度正常, 并相应调整减温水, 维持主蒸汽温度正常, 严密监视锅炉受热面各部壁温防止超温。

3) 高加汽、水管道、阀门泄漏爆破时, 应迅速将高加解列, 若已造成给水压力、大幅度下降, 无法维持机组运行或给水系统管阀泄漏运行中无法控制, 应紧急停机。

14.7.4 高加水位高

a) 原因

1) 高加疏水调阀自动失灵或卡涩或误关。

2) 高加疏水调阀门芯脱落。

3) 高加钢管泄漏。

4) 给水量突增。

5) 机组过负荷。

b) 处理

1) 检查高加疏水调阀调节情况, 将其切为手动控制或大幅开关以消除卡涩, 若调阀不能维持水位, 则根据情况停止高加运行进行处理。

2) 高加运行中水位大幅突升, 各疏水阀已全开, 高加保护动作, 严重时造成高加满水, 汽侧压力高以致安全门动作, 给水泵跳闸, 可判断为高加钢管泄漏。

3) 高加保护动作后, 立即检查: 高加抽汽电动阀及逆止阀关闭。高加进、出水三通阀关闭, 给水走旁路。高加注水门确已关闭。

4) 若水位高已超过保护动作值, 高加保护未动作, 手动紧急解列高加, 查相应抽汽逆止阀、抽汽电动阀关闭, 确认高加进出水三通阀关闭到位, 及时调节给水流量; 若高加水位继续升高无法控制时, 应打闸停机。

5) 检查高加疏水调阀调节情况, 将其切为手动控制, 必要时切给水手动控制。

14.7.5 高加水位低

a) 原因

1) 高加水位疏水调阀自动失灵或卡涩。

2) 高加进汽门开度小, 凝汽量不足。

b) 处理

1) 检查高加疏水调阀调节情况, 将其切为手动控制或大幅开关以消除卡涩。

2) 检查高加抽汽电动阀及抽汽逆止阀并将其全开。

14.7.6 高加出水温度低

a) 原因

- 1) 高加连续排空气阀关闭, 造成高加汽侧积空气, 气阻增大。
- 2) 高加管系脏污严重, 影响传热。
- 3) 高加水位过高淹没部分钢管, 减少传热面积。
- 4) 高加抽汽电动阀、抽汽逆止阀未开或未全开。
- 5) 高加旁路门未全关或内漏。

b) 处理

- 1) 检查全开高加汽侧至除氧器连续排空气阀。
- 2) 若系高加管系脏污严重, 应隔离高加交检修进行处理。
- 3) 降低高加水位, 保持正常水位运行。
- 4) 检查高加抽汽电动阀及逆止阀并将其全开。
- 5) 检查并将高加旁路门全关。

第 15 章 给水泵汽轮机

15.1 概述

本机组给水系统正常运行时的汽动给水泵采用转速可调的小汽轮机来驱动。

给水泵汽轮机布置在运转层平台，汽动给水泵组(含前置泵)和给水泵汽轮机同轴布置，即前置泵与主泵同轴共用一台给水泵汽轮机。

给水泵汽轮机顺列布置，给水泵两端双出轴安装方式，给水泵汽轮机布置在给水泵右侧，给水泵前置泵布置在左侧（从汽机房往锅炉房看），小机下排汽方式进入主机凝汽器。

15.2 给水泵汽轮机特点

给水泵汽轮机采用国产杭汽引进西门子积木块技术制造的单缸、分流、冲动式、冷再蒸汽外切换、凝汽式、变转速汽轮机。其运行方式是变参数、变功率、变转速。汽轮机剖面图15-1。

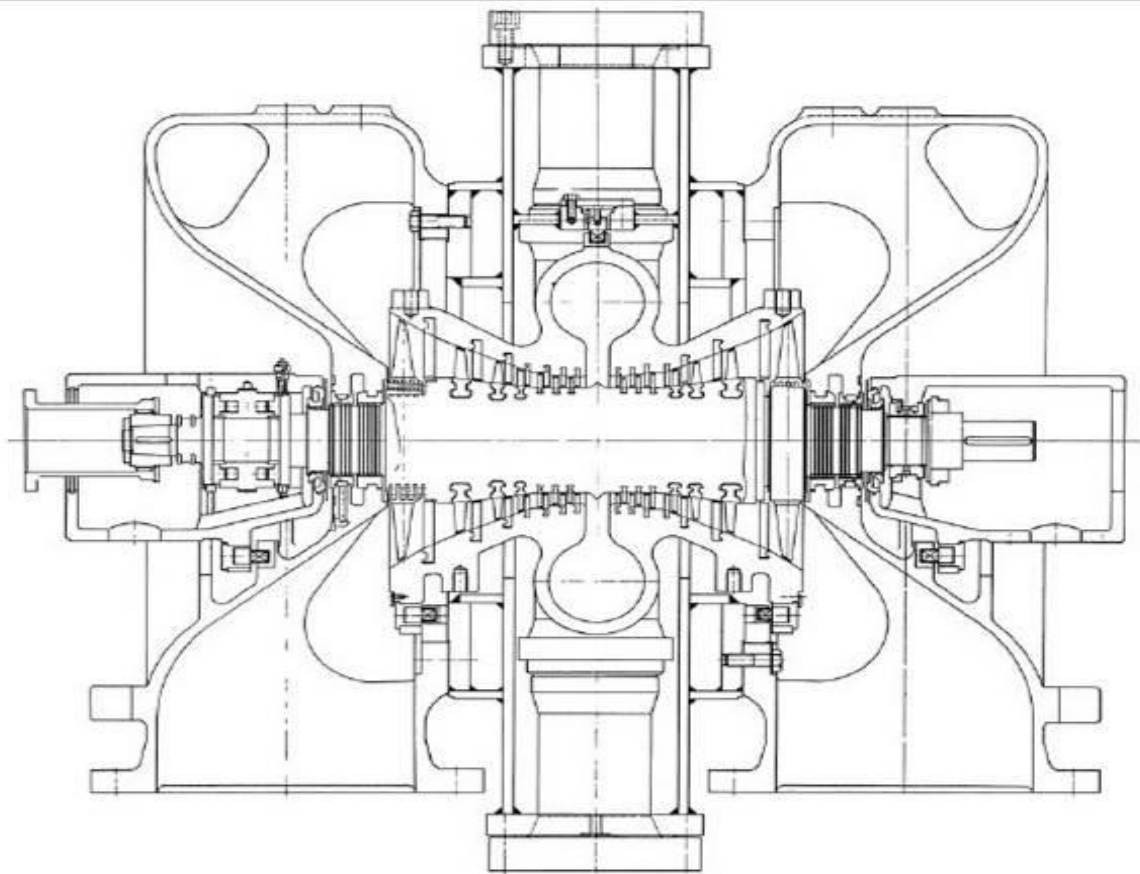


图15-1 给泵汽轮机剖面结构

积木块技术原理：将汽轮机主要部件：汽缸、转子、导叶、持环等分成若干个技术成熟可靠的区段，根据用户要求，通过热力和强度计算，将所需区段组合起来，组成各种不同类型的汽轮机。

本汽轮机全周进汽，无调节级，结构特点为中间进汽，蒸汽向两边分别均匀进汽，分别通过两端的低压级扭叶片排入凝汽器，汽缸的两端和内部通流部分为镜面对称。汽轮机静体部分主要包括前、后支座，外缸，导叶持环，前、后轴承座及汽封环等。外缸有水平及垂直中分面，上、下缸及外缸、排缸之间用螺栓连接，外缸借助猫爪支承在支座上。由于汽轮机在厂内总装、机械运转试验合格后整机（包括

底盘)发运,所以在用户现场复校中心是必要的而无需开缸重新安装、调整。速关阀在外缸上半进汽室一侧,调节汽阀组装在外缸前端。封汽、漏汽管布置在汽缸下部。

本汽轮机有三个汽源:工作汽源为主机四级抽汽,蒸汽压力较低;运行中的备用汽源来自冷再蒸汽;配置辅汽作为启动和调试用汽(设计辅汽至小汽机总流量30t/h)。无论工作汽源或备用汽源均由调节器控制,汽源的切换也是由调节器自动控制。

给泵汽轮机为凝汽式汽轮机,不自带凝汽器,蒸汽排汽向下经过排汽管进入主机凝汽器。

本机组为自带底盘,底盘上除装有汽轮机本体外,还有主汽阀、接线盒、蓄能器及油管道等部件。

控制系统采用电液调节,控制器布置与DCS一体,通过电液转换器实现对液压系统的控制。

盘车的转速为120r/min。盘车的投入与脱开为自动,小汽轮机润滑油压低时闭锁盘车投入运行,能提供手动盘车。盘车转速满足给水泵汽轮机和给水泵的要求。

液压伺服系统应包括油源及液压执行机构两个部分。油源用来向液压执行机构提供连续的,压力稳定和温度适中的压力油,油源采用低压透平油系统(与润滑油系统共用一个油站),油系统管道、阀门和油箱采用不锈钢材料。小汽机液压执行机构,接受MEH指令,完成挂闸、驱动汽阀和遮断机组功能。小汽机调节保安系统完成下列基本要求:挂闸;能够快速、可靠地遮断机组进汽;适应阀门活动试验的要求;具有电气超速和MTSI超速保护功能。

15.3 给水泵汽轮机系统组成

15.3.1 蒸汽系统

工作汽源和备用汽源使用同一个蒸汽室,汽轮机蒸汽及轴封系统见图15-2。

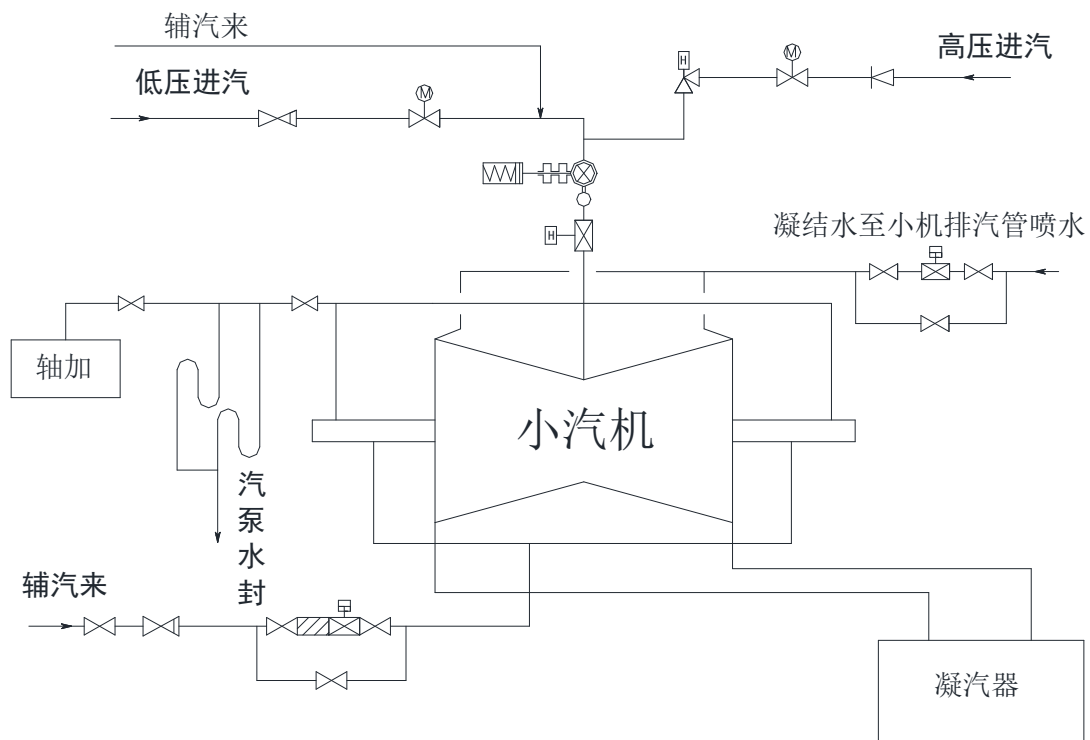


图15-2 给泵汽轮机蒸汽、轴封汽系统

当主机负荷降低至约30%额定负荷(THA)以下,低压调节阀开度大于85%,为维持小机转速在2800r/min以上且四抽蒸汽参数不能满足给水泵功率要求时,切换阀开启,将冷再引入,通过切换阀的

节流调节，冷再蒸汽经切换阀、低压调节阀，然后进入小机做功。此时四抽至小机进汽管道的逆止阀自动关闭，完成工作汽源的外切换。切换过程中亦允许高压和低压两种蒸汽同时作为给水泵汽轮机的工作汽源。反之，当主机负荷升至约30%额定负荷（THA）以上，关闭切换阀，四抽至小机进汽管道的逆止阀自动开启。

15.3.2 轴封汽和疏水系统

机组轴封汽系统由轴端汽封的供汽、漏汽管道及低压主汽阀、低压调节阀阀杆漏汽管道和蒸汽过滤器等设备组成。共有前、后两组轴端汽封。前、后轴端汽封均采用迷宫式汽封，具有良好的密封性能。轴封汽源来自机组辅汽联箱。

机组疏水系统包括缸体疏水、高低压调节阀前疏水和轴封供汽管道疏水等。汽轮机疏水系统的主要作用是在机组启动、停机、低负荷运行或低参数运行时，汽轮机本体、阀门、蒸汽管道等都可能凝聚凝结水。这些凝结水必须及时疏泄出去，避免造成汽轮机进水，而引起水冲击。

汽轮机的疏水有三种不同方式：

1) 速关阀阀杆漏汽、调阀阀杆疏水接至封汽系统；

2) 排缸高、低背压侧疏水分别接至主机凝汽器；排缸疏水截止阀启动前后、正常运行时始终处于全开状态，停机进行充分疏水后关闭。

3) 下述各疏水通过疏水装置接至主机凝汽器：

汽封封汽疏水 V1；

汽轮机内缸疏水 V2；

汽轮机中缸疏水 V3；

4) 疏水阀组装置作用：

启动前，进汽管道必须进行充分疏水，打开疏水装置所有阀门。

启动时，进入汽轮机的热蒸汽在冷的管壁和汽缸壁上凝结成水。如果汽缸积水，汽轮机就不能均匀地加热，汽缸壁将出现温差引起不必要的热应力；若大量凝结水进入汽轮机通流部分将对叶片造成损害。

疏水阀的动作方式：

a) V1、V2、V3对应的3只疏水阀，在汽轮机调阀准备打开、汽轮机封汽系统已经投入情况下全部开启。当汽轮机启动后 2~3小时，并且汽轮机负荷达到 15~20%以及正常运行时，3只疏水阀关闭状态。

b) 汽轮机停机不宜立即疏水，一般停机一小时后开启疏水装置所有阀门，进行充分疏水后关闭。

15.3.3 排汽系统

机组采用下排汽方式。排汽管道上设置有低刚度的多层压力平衡式万能膨胀节。为保证机组正常运行，在后汽缸和排汽管道上均设有压力和温度测点，作为排汽压力和排汽温度的保护，防止了机组高背压低负荷运行工况下，因排汽温度升高而使后汽缸过热，引起轴承中心高度发生变化引发机组振动等事故。

后汽缸内设置了喷水装置，在排汽温度升高时将凝结水经雾化喷嘴喷入，以降低后汽缸温度。喷水装置采用自动控制，当排汽温度达到100℃时，由DCS控制系统发出指令将喷水电动阀开启，来自凝结水的减温水经雾化喷嘴形成雾状水帘喷入后汽缸，使排汽温度下降。喷水设计压力为0.8~1.0MPa(a)，喷水设计流量约为2.5t/h。当后汽缸排汽温度降到65℃时，喷水电动阀关闭，停止喷水。

因本机组为100%容量单台汽动给水泵，同时小汽轮机安装在运转层，为下排汽方式，相应小汽轮机排汽至凝汽器管道上未安装排汽蝶阀。

15.3.4 滑销系统

按汽轮机热膨胀及滑销系统总体设计要求，汽轮机死点在后排汽端，而转子的相对死点为推力盘和推力轴承。

机组的基架浇死在基础上，而小汽机靠后汽缸处左右两撑脚座落在已焊于基架上的两个挠性支架上，汽缸两撑脚上距排汽中心线向后197mm处各有一定位销，用以固定汽缸与基架的相对位置，并以此作为机组的绝对死点。前轴承箱、前汽缸及后汽缸通过螺栓依次连接在一起，成为一体，并在前支持轴承处挠性地支撑在基架上。汽缸的纵向和横向热膨胀由此三个挠性支撑吸收。

前轴承箱与前汽缸采用螺栓连接。前箱内装有推力轴承和前支持轴承，汽轮机转子相对于静子的固定点（相对死点）在转子推力盘的工作面处。

后支座系统的主要部件是基础底板（无底盘时）、后轴承座（与排汽缸作 成一体）、调整元件等。排汽缸猫爪搁在基础底板或底盘上，通过定距螺栓连接，猫爪上的螺孔留有间隙，允许排汽缸受热向猫爪两侧膨胀。猫爪与底盘之间有八块调整垫，用来调整排汽缸的高低位置前后猫爪分别位于排缸两侧，支撑在底盘上，后排缸猫爪在结合面处带有侧向的导向销。导向销的中心连线与汽轮机的轴向中心的垂直面的交点，构成了汽轮机后汽缸的膨胀“死点”，汽轮机受热时只允许它从这点向前膨胀。汽缸高低方向热胀时靠排汽缸上的键槽和装在基础上的立键（无底盘时）或底盘上的立键来保证。

汽轮机设置汽缸热膨胀指示器用于监视汽缸热膨胀状况并指示汽缸的轴向绝对膨胀量。指针装在汽缸的上猫爪侧面，刻度牌固定在同侧的前轴承座上，冷态时指针刻线与“0”位线对准，热态时指针相对刻度牌轴向移动，刻线所指读数就是汽缸的轴向膨胀量。

15.3.5 润滑油及调节油系统

汽轮机调节及润滑系统（见图15-3）用油由集中油站供油装置提供，汽轮机油粘度等级 N46。供油分两路分别接到汽轮机润滑油、调节油总管。0.25Mpa 的润滑油通过各分管路供给汽轮机前、后径向轴承和推力轴承，轴承进油管上有可调节流阀和压力表以适应各分管不同用油量的需求。润滑油过滤精度 $25\mu\text{m}$ ，正常进油温度 $45\sim 48\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，用油量 $52\text{ m}^3/\text{h}$ 。调节油总管油压 0.85Mpa，过滤精度 $10\mu\text{m}$ ，正常油量 $10\text{ m}^3/\text{h}$ ，瞬时油量为 $20\text{ m}^3/\text{h}$ 。

小汽机润滑油系统采用主油泵—减压阀供油方式，主油泵由电机直接驱动，扬程130m、流量 $78\text{ m}^3/\text{h}$ ，其出口润滑油经减压阀减压后（控制润滑油压 $0.12\text{ MPa}\sim 0.14\text{ MPa}$ ）向小汽机、给水泵各轴承及盘车装置提供润滑油、联轴器冷却油，润滑油为VG32（或VG46）汽轮机油。

小汽机润滑油系统由油箱、主油泵、事故油泵、冷油器、溢油阀、蓄能器、排烟装置、油滤网及切换阀、可调逆止阀和油箱电加热等组成。两台电动主油泵互为备用，一运一备，事故油泵为一台直流电机驱动油泵，扬程36m、流量 $29\text{ m}^3/\text{h}$ 。油箱集装模块设计，尺寸为 $3840\text{ mm}\times 1740\text{ mm}\times 2150\text{ mm}$ ，布置在零米，其最高油位油容量 13 m^3 ，正常运行 9 m^3 。运行中正常油位离油箱顶约420mm，启动前应确认油位在最高油位（离油箱顶约300mm）。

系统中设有一套排烟装置，立式安装在油箱顶盖上，它将风机与油烟分离器合为一体，该装置使汽轮机的回油系统及各轴承回油腔室内形成微负压，以保证回油畅通，并对油烟进行分离，将油滴送回油箱。应注意的是运行中要防止油箱负压过高，防止轴封漏汽窜入系统，造成油中进水。

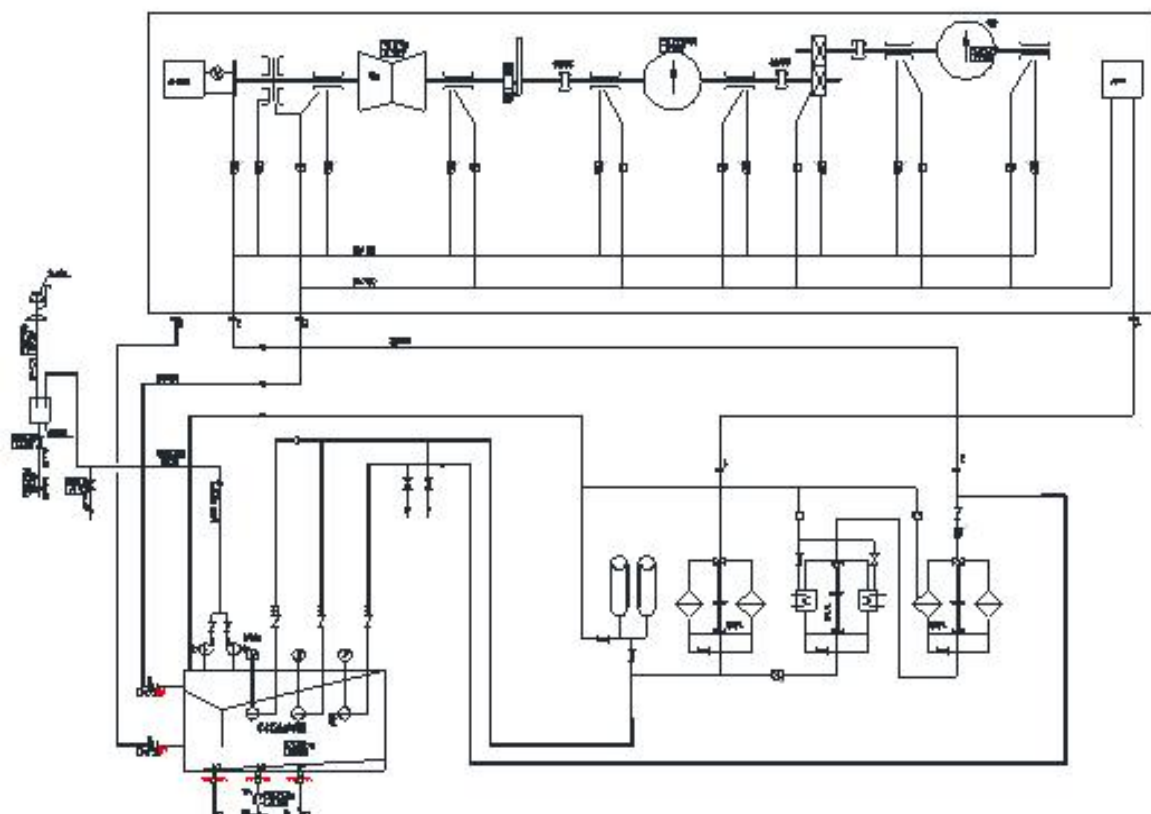


图15-3 给水泵汽轮机润滑油系统图

15.3.6 小汽轮机调节系统

15.3.6.1 小机 MEH 系统

小汽轮机控制系统主要包括调节系统、辅助系统、监测系统（MTSI）、保护系统（METS）等。调节系统参见图15-4。

转速调节： MEH接受三个转速探头检测的汽轮机转速信号（频率信号），与内部设定值比较，经转速PID放大器作用后，输出操纵信号。通过油动机1911和1912，控制低压调阀（0841），和（0842）开度，1910控制补气调阀（0801）的开度。三个调阀共同作用调节进汽量，调整汽机出力，使汽轮机稳定在设定值。MEH控制速关阀的开启并参与控制关闭。MEH也接受来自DCS的转速遥控信号（4~20mA），以使汽轮机满足工艺流程的需要。MEH输出一个实际转速信号（4~20mA）用作中控指示。

监测系统（TSI）：由探头、前置器、监测模块组成汽轮机振动、位移、等的连续、在线监测功能。

保护系统（ETS）：接受所有停机信号，当停机条件满足时，控制停机电磁阀动作，速关油卸荷，速关阀在弹簧的作用下关闭，切断蒸汽通道，汽轮机停机。

MEH采用西屋公司OVATION控制系统的硬件和软件，以微处理器为基础的冗余的数字式转速调节器。

小机MEH及METS系统调试包括接地电阻、绝缘电阻测试，电源部件性能测试，硬件和基本软件测试，输入、输出信号回路测试，应用软件检查与修改，动、静态参数设置，转速控制回路调试，与CCS系统信号查核，汽机保护系统信号检查，调节保安油系统整定，调门位置整定调试及联锁试验等项目，以及小机各类油泵、排油烟风机等单体调试，联锁保护试验、各类油泵带负荷试运、润滑油压力整定以及系统投运及动态调整等项目。

MEH系统功能主要包括如下几项:

1) 启动功能

当小机挂闸后,可以设定小机转速至摩擦检查转速或暖机,运行人员可以将该转速保持,进行摩擦检查或进行暖机。

2) 给水控制功能

给水控制可在转速自动方式下设定转速指令来改变给泵转速满足锅炉给水要求,也可通过CCS来实现上述功能。

3) 跳闸保护功能

所有停机信号采用或逻辑(三路相同信号进行三取二表决),具有首出判断功能。汽动给水泵组参数越限时,按下速关组合件上手动停机阀的手柄,可以使速关油泄掉,关闭速关阀。当2个停机电磁阀接受来自DCS的停机信号,就将立即切断速关油路,使速关阀关闭。同时MEH发出指令使主、辅调阀上的伺服阀反向动作,快关调节阀。当小机在运行过程中发生异常状况时需要紧急停机,也可以通过操作控制台上的打闸按钮实现紧急停机。

汽机跳闸保护条件具体有如下13项:

- (1) 速关油压低
- (2) MEH停机
- (3) DCS停机
- (4) 手动停机
- (5) 轴向位移大
- (6) 汽机前轴承振动大
- (7) 汽机后轴承振动大
- (8) 汽泵前轴承振动大
- (9) 汽泵后轴承振动大
- (10) 超速停机
- (11) 进汽压力高
- (12) 润滑油压低
- (13) 排汽压力高

当保护逻辑中的任意一种情况发生时,保护电路将同时作用到跳闸保护系统,确保汽机能迅速停机。

4) 自动升速控制功能

MEH系统能以操作人员预先设定的升速率自动地将汽轮机转速自最低转速一直提升到目标转速。目标转速可由操作人员事先在MEH的操作员监控画面上设定或在遥控方式下接受DCS转速指令。

15.3.6.2 调节保安系统

调节系统主要有转速传感器、转速控制系统、电液转换器、油动机和调节汽阀组成。

转速控制器同时接收三个转速传感器测量的汽轮机转速信号,将接收到的信号与设定值进行比较后输出执行信号(4-20mA电流),再经电液转换器转换成二次油压(0.15MPa—0.45MPa),二次油压通过油动机操纵调节汽阀。

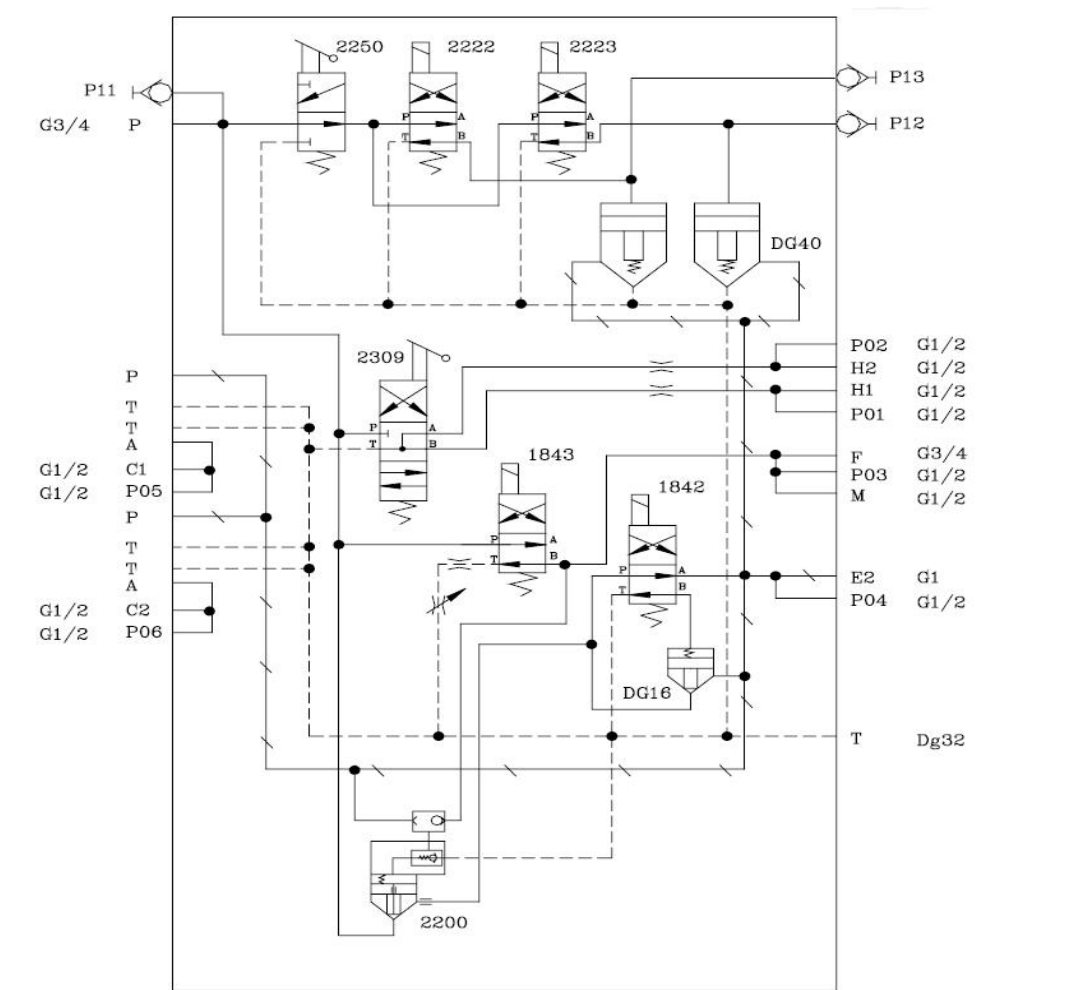


图15-4 小汽轮机调节系统及速关组件

启动切换过程：

当开车条件具备以后启动时，使电磁阀1842和1843同时带电，则电磁阀1842的P口与B口导通，A口与T口导通，Dg16 插装阀关闭，切断E1与E2通道；同时，电磁阀1843的P口和B口导通，建立启动油F和开关油M。10 秒钟后（一般 5-20 秒，取决于启动油是否达到 6bar 以上）使电磁阀1842断电复位，则E1与E2导通，建立速关油，再过10秒钟后（一般5-20秒，取决于速关油是否达到6bar以上）使电磁阀1843断电复位，启动油与回油T口接通。因为电磁阀回油口装有节流孔板和可调针阀。启动油回油缓慢，逐渐打开速关阀。汽轮机运行时电磁阀1842，1843不带电。当无危急保安装置时，压力油通过辅助滑阀2200，经换向阀1842与 E2口导通。

注意：• 电磁阀1842，1843动作顺序不能调换。

• 启动之后（速关阀打开后）电磁阀1842，1843始终不允许带电。

大机四段抽汽压力不能满足小机运行工况时，控制系统控制切换阀（0841）引入高压蒸汽。正常运行时，管道调节阀处于关闭状态。

停机时，电磁阀（2222, 2223）冗余配置的先导电磁阀接受各种停机信号，立即切断速关油路，使速关阀关闭。

15.4 给水泵汽轮机性能和规范

15.4.1 给水泵汽轮机技术规范

型号：WK63/71_

型式：单缸、双分流、反动式、纯凝、汽源外切换

运行方式：变参数、变功率、变转速

设计功率（VWO）：24406+1415 kW(给水泵效率为>85.3%，转速为5284r/min，给水前置泵效率为>82.4%。

额定工况功率（TMCR）：21840+1303kW(给水泵效率为>85.5%，转速为5165r/min，给水前置泵总效率为>83.9%。

内效率：81.7%（VWO 工况）、80.8%（TMCR 工况）

最大连续功率：27000 kW

额定进汽压力：1.187MPa(a)，温度：390.4℃（TMCR 工况）

额定排汽压力：12kPa(a)，温度：49.4℃（TMCR 工况）

28.5 kPa(a)，温度：76.4℃（TRL 工况）

排汽口距汽机转子中心线尺寸：1700 mm

排汽口数量：2，尺寸：方口2480×1220（内侧）mm

排汽口方向：向下，其接口型式为：法兰，经过方变圆管出口为Φ2120×10 mm

额定转速：5165 r/min

调速范围：2850～最大连续转速 r/min（二联会确定）

电超速动作转速：6000 r/min

旋转方向：逆时针旋转(从汽轮机向泵看)

与汽动给水泵连接方式：膜片式联轴器

最大噪声值：85 dB(A)(距给水泵汽轮机外壳罩1米外空间)

安装方式：独立底盘，分体安装式：

小汽机结构尺寸

长8000×宽6500×高6600 mm（包括罩壳在内）

汽缸法兰结合面至上缸顶面高度：~1600mm

汽缸法兰结合面至下缸底距离：~1200mm

汽机转子中心距运转层之间高度： 1663 mm

重量

转子重量： 8.2 t

上半缸重： 21 t（含调节汽阀）

下半缸重： 25 t

总 重： 93 t

运输最重件： 44 t

检查最重件： 21 t

15.4.2 蒸汽参数

高压进汽(TMCR工况时)

再热冷段：压力 5.461 MPa(a) 温度350.9 °C 流量_160.1_t/h

低压进汽(TMCR工况时)

四段抽汽：压力 1.187 MPa(a) 温度： 390.4 °C 流量： 117.4t/h

低压汽源切换点： 主机30%THA负荷

15.4.3 性能参数

额定工况功率——给水泵额定工况下，给水泵汽轮机内效率应为最高，此时给水泵运行在效率保证点(即水泵处于设计工况点)时的功率。机组此时对应为 TMCR 工况。

最大工况功率——对应给水泵最大工况时的功率加 5%的功率富裕量之后的给水泵汽轮机最大连续功率。

1) 进汽参数为四段抽汽时各工况技术参数表：

项目	单位	负 荷			
		VWO 工况	TRL 工况	TMCR 工况	THA 工况
蒸汽压力	Mpa(a)	1.248	1.148	1.187	1.195
蒸汽温度	°C	390.4	386.4	390.4	391.3
蒸汽流量	t/h	128.9	144.3	117.4	115
背 压	KPa(a)	12	28.5	12	12
转 速	r/min	5284	5168	5165	5143
相对内效率	%	81.7	76.9	80.8	80.5
机械损失	kW	200	200	200	200
输出功率	kW	24406+1415	23098	21840+1303	22620
汽 耗	t/h	4.98	6.25	5.07	5.08
排 汽 量	t/h	128.9	144.3	117.4	115
排汽温度	°C	49.4	82.5	49.4	49.4
排汽焓	kJ/kg	2511	2651.4	2527	2527.7

2) 汽轮机汽源为高压蒸汽时各工况技术参数表:

名称	单位	在主机不同工况下的参数						
		最大点	TRL	TMCR	THA	75% THA	50% THA	40% THA
蒸汽压力	Mpa	5.471	5.745	5.461	5.467	4.104	2.773	2.264
蒸汽温度	℃	351.1	360.3	350.9	351.1	356.5	363.0	363.6
蒸汽流量	t/h	132.2	142.6	160.1	129.7	78.3	46.1	35.7
蒸汽焓值	kJ/kg	3062.4	3081.0	3062.1	3062.5	3108.9	3152.4	3163.7
背压	Kpa	12	12	28.5	12	12	12	12
转速	r/min	5165	5284	5168	5143	4201	3280	2902
输出功率	kW	23170	25850	23098	22620	11903	5301	3532
相对内效率	%	62.8	63.9	57.6	62.5	55.9	45.0	40.3
汽耗	kg/kW.h	5.71	5.52	6.93	5.73	6.58	8.70	10.11
排气温度	℃	49.4	49.4	68.0	49.4	49.4	116.3	150.8
排汽焓值	kJ/kg	2425.3	2422.8	2537.6	2428.5	2551.0	2718.4	2784.4

3) 其它技术性能技术参数

(1) 给水泵汽轮机

第一临界转速: ~ 2650 r/min第二临界转速: ~ 7500 r/min

(2) 给水泵汽轮机—给水泵组轴系临界转速

第一临界转速 / r/min第二临界转速 / r/min(3) 给水泵汽轮机本体惰走时间 ≤ 1800 秒,给水泵汽轮机—给水泵组惰走时间 ≤ 600 秒。(4) 给水泵汽轮机—给水泵组允许最高转速升高率 $\leq 7\%$ (5) 给水泵汽轮机—给水泵组超速保护装置动作时的转速 $108\% \times$ 最大连续转速 (电气) r/min

(6) 轴振动值(双向振幅)

项目	单位	轴承名称	
		1 号轴承	2 号轴承
正常值	μm	≤ 36	≤ 36
报警值	μm	80	80
跳闸值	μm	120	120
过临界转速值	μm	< 110	< 110
保证值	μm	36	36

15.5 给水泵汽轮机本体结构

15.5.1 汽缸

汽轮机为中间进汽，两侧排汽，水平中分，排汽缸为焊接式。前后轴承座与两侧排汽缸分别连接在一起。汽轮机死点位于其中一个排汽缸上，另一个排汽缸沿着轴承座的滑销系统膨胀。

内缸是进汽室与两个轴向对称导叶持环组合而成的整体构件。内缸沿水平剖分，上、下半之间用螺栓连接且有锥销定位，内缸结构见图 15-5。

1. 上缸蒸汽入口
2. 内缸上半
3. 中分螺栓孔
4. 调整组件装配孔
5. 轴向定位导销孔
6. 下缸蒸汽入口
7. 定位销
8. 偏心导柱
9. 导叶
10. 内缸下半

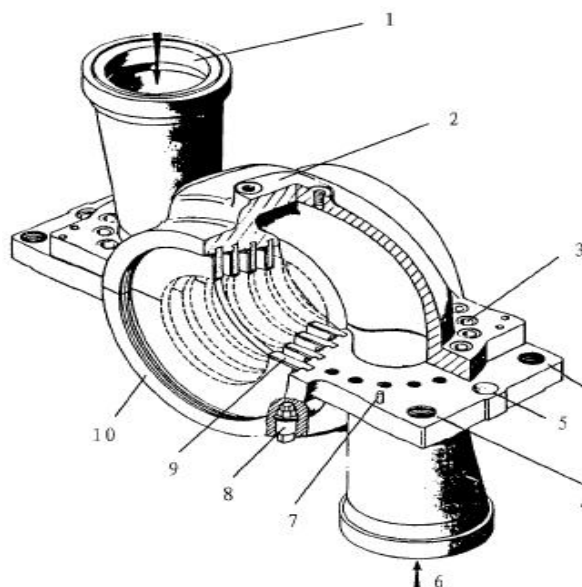


图15-5 小机内缸

内缸上、下半各有一个（或两个）蒸汽入口，入口法兰与进汽管之间装有密封连接件。WK 汽轮机采用节流调节，所以进汽室无喷嘴组，在内缸轴向对称的两个通道（对称中心为进汽中心）内壁装有导叶、汽封，对称的通流布置也使得内缸无需配置平衡活塞。

15.5.2 低压级导叶持环

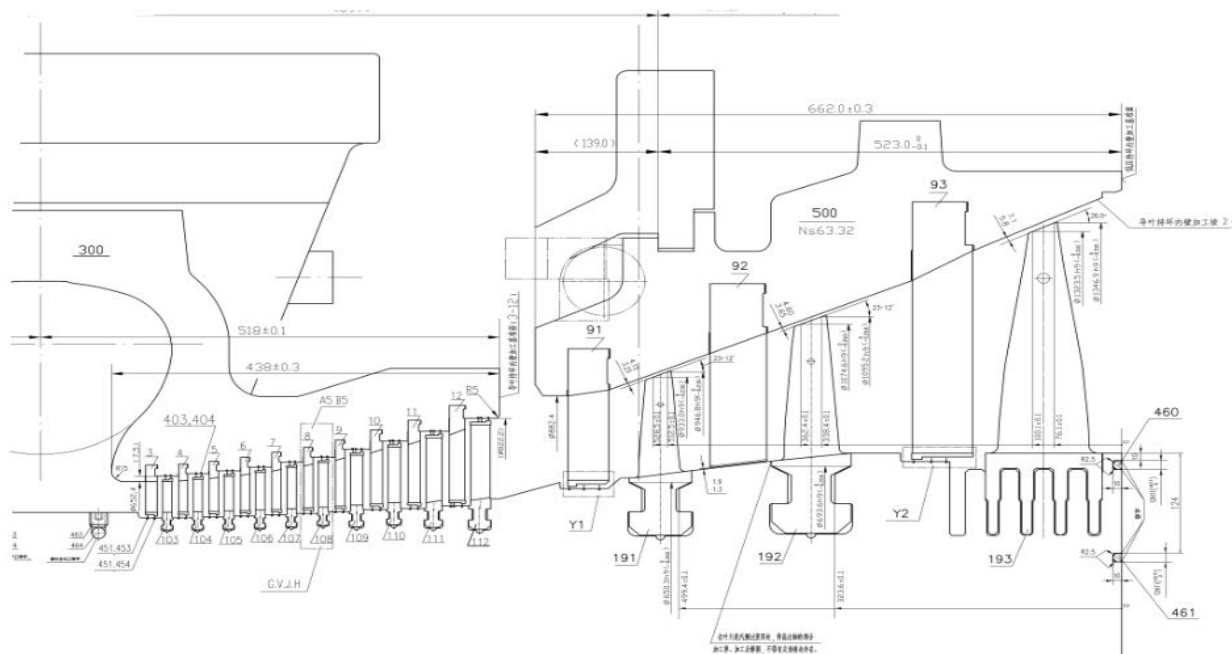


图15-6 汽轮机通流部分剖面图

见图15-6。低压级导叶持环用于 K 或 WK 凝汽式汽轮的低压段。低压级导叶持环上装有 2 级（配 HK、LK 动叶）或 3 级（配 SK 动叶）标准低压级导叶，也有一些机组的低压级导叶持环除标准低压级导叶外，还装有多级压力级导叶。在标准低压级区段内动叶和持环之间无汽封片。导叶环出汽侧流道加工成无叶扩压器以减少排汽损失。为适应装配的需要，低压级导叶持环的上半分割出一部分装在排缸上半。

15.5.3 轴系

转鼓型整锻转子，叶片直接安装在转子上，无叶轮结构（见图15-7）。转子级数为 $2\times$ （9个压力级+3个扭叶级），压力级叶片均为不调频直叶片，末三级为扭叶片，此末两级动叶带阻尼拉筋，最末级带阻尼双锥棒，最末级进汽边激光淬硬防水蚀处理。末及叶片长度为303.1mm。反动式汽轮机叶片具有强大的强度裕量满足给水泵各工况运行调节。

习惯上将转子的推力盘一侧称为前端，盘车棘轮一侧称为后端。

WK 汽轮机通常是采用节流调节，相应转子上无调节级。汽轮机转子推力盘在转子的前轴承座轴段上，推力盘的尺寸根据推力轴承形式和转子所承受的轴向推力数值来确定，推力盘与推力轴承共同起着保持转子正确轴向位置的作用，同时也是转子热膨胀的相对死点；本机组汽轮机仅配置电超速、轴位移保护设备，相应转子不带危急保安器，转子上没有轴位移凸肩。转子后段装有与盘车机构配属相关的盘车棘轮或 / 和盘车油涡轮动轮或盘车齿轮，在后端轴段上装有联轴器是功率输出端。转子在汽缸内的轴段上只少有3个平衡面，用以进行转子动不平衡校正，两个主平衡面分别位于转鼓的前、后端，还有一个在转鼓中间部位，另外，在前、后汽封外侧轴段上各有一个辅助平衡面，它们不仅在厂内动平衡时使用，而且为在用户现场不开缸进行动不平衡校正提供了方便。超速试验在特定环境、设备及操作条件下，仅在制造厂进行的检验项目，超速试验转速对发电用汽轮机转子是汽轮机额定转速的121%；工业驱动用汽轮机转子为最大连续转速的 121%，超速试验时间为2分钟。注意：在用户现场汽轮机不得进行上述超速试验，否则会发生人身伤害和设备损坏事故。

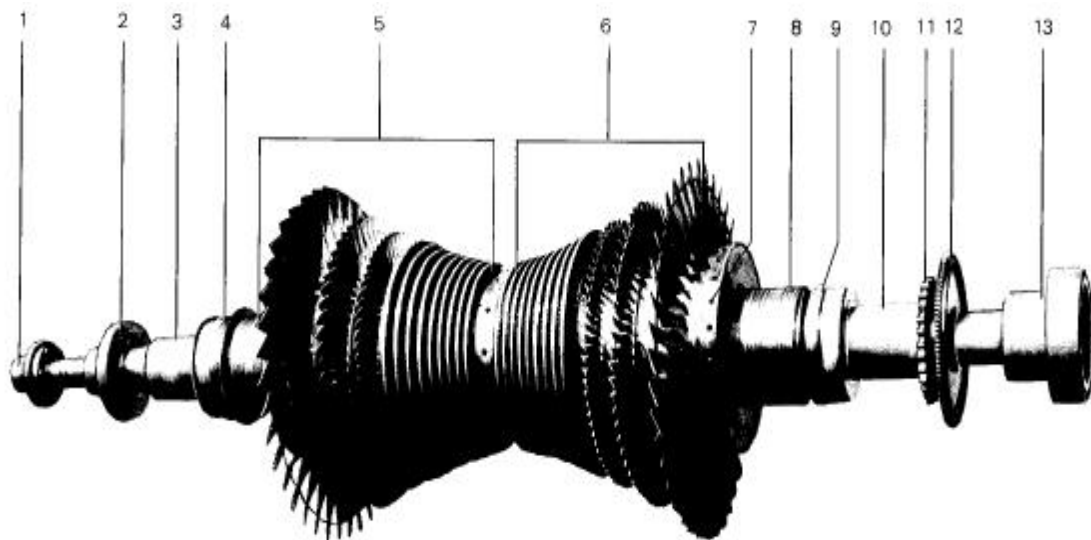


图15-7 转子

1 前伸轴段 2 推力盘 3 前轴承轴颈 4 前汽封 5 对称的前段动叶 6 对称的后段动叶 7 主平衡面 8 后汽封 9 辅助平衡面 10 后轴承轴颈 11 盘车棘轮 12 油涡轮盘车动轮 13 联轴器

15.5.4 汽封

在转子穿出汽缸的部位配置有汽封，前汽封用以防止、减少汽缸内蒸汽向外泄漏，防止高温蒸汽漏入轴承座致使轴承温度升高及润滑油含水；后汽封的作用是阻止空气漏入排汽缸，防止机组真空恶化。

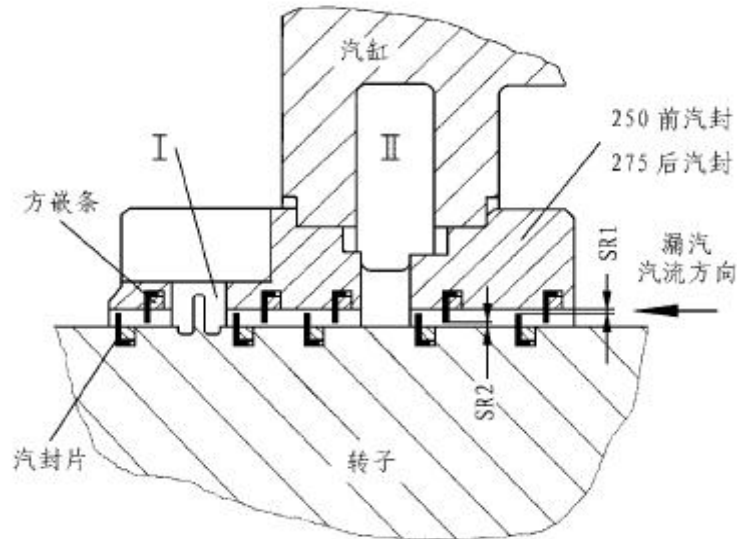


图15-8 汽封结构图

如图15-8，汽封体的内圆上嵌装有汽封片，它与装在转子上的汽封片或车出的城墙齿组成汽封，该系列汽轮机的汽封是无接触式流阻式迷宫汽封，由若干个依次排列的环形间隙和腔室构成的汽封中，在压差作用下，汽流经间隙高速进入容积相对较大的腔室，汽流因突然膨胀而产生猛烈的涡漩，大部分动能随之转化为热能，只有小部分动能以余速通过下一个间隙，逐级重复上述过程，通过对汽流的节流效应而起到密封作用。汽轮机的外汽封包括前、后汽封，它们的封汽作用如图15-8所示。汽缸中一部分蒸汽经前汽封250的内侧段漏至腔室II，并经由外管路引至封排汽管路，腔室II中剩余的漏汽继续沿汽封外侧段泄漏到腔室I，并经由上部冒汽管及端部汽封间隙逸向大气。在汽轮机启动、运行时后汽封275的内侧是负压，为防止空气沿汽封漏入排汽缸而恶化真空，由封排汽管路将 $\sim 0.103\text{MPaA}$ 的正压蒸汽供至后汽封的腔室II，这样，送入的蒸汽一部分经汽封内侧段漏入排汽缸，还有一部分经外侧段漏到腔室I，并经冒汽管及汽封端部间隙逸向大气。在与前、后汽封腔室I相对应的转子上加工有甩汽盘，利用它将漏汽及空气吸向冒汽管。汽封体沿水平剖分，上、下半之间用螺栓连接且在中分面处有骑缝销防止错位。

15.5.5 汽阀

主汽阀（速关阀）1只，与前汽缸直接法兰连接。调节阀采用节流调节型式。用于蒸汽切换的管道调节阀在备用蒸汽进汽管道上，当主机低负荷时，备用蒸汽通过管道调节阀进入速关阀和节流调节阀，然后进入汽轮机通流。

15.5.5.1 速关阀

速关阀也称为主汽门，它是主蒸汽管路与汽轮机之间的主要关闭机构，在紧急状态时能立即隔断汽轮机的进汽，使机组快速停机。速关阀水平装配在汽轮机进汽室侧面。汽轮机停机时速关阀是关闭的，

在汽轮机启动和正常运行期间速关阀处于全开状态。

图15-9是用于 N 型汽轮机的速关阀，它主要由阀和油缸两部分构成。阀体部分有两种结构形式：一种是无单独阀壳的速关阀，为整体构件的结构形式；另一种速关阀，带有独立阀壳。

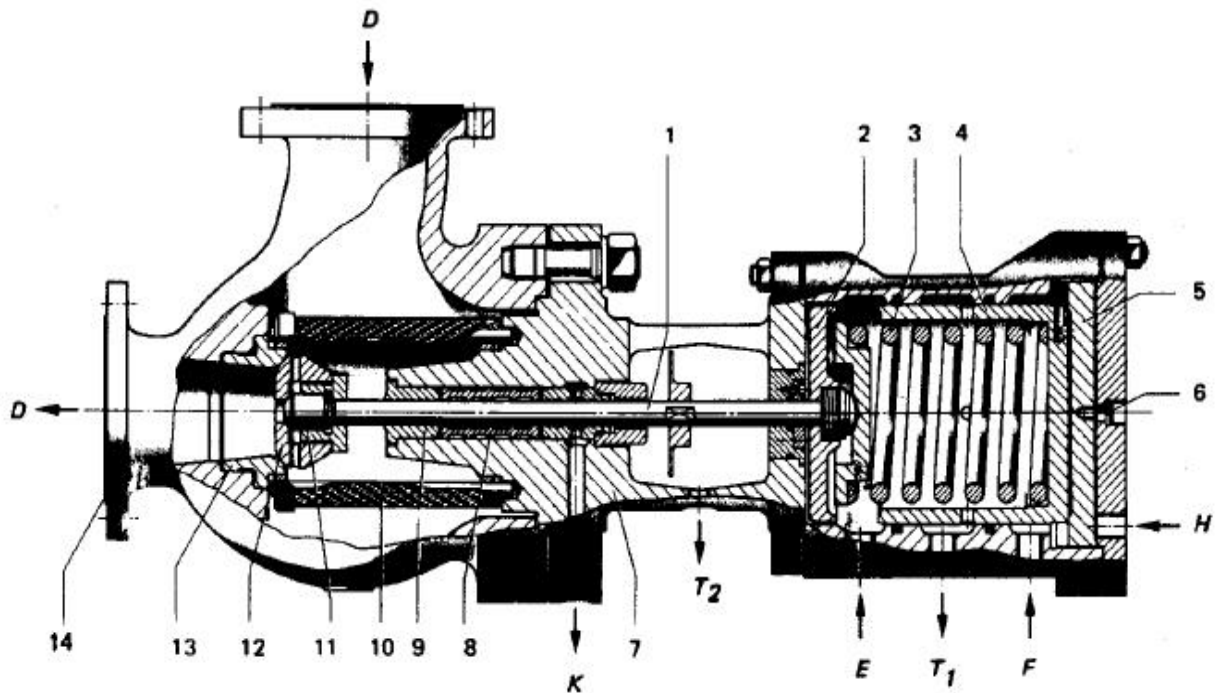


图15-9 速关阀

1. 阀杆 2. 活塞盘 3. 弹簧 4. 活塞 5. 试验活塞 6. 压力表接口 7. 阀盖 8. 汽封套筒
9. 导向套筒 10. 蒸汽滤网 11. 卸载阀 12. 主阀碟 13. 阀座 14. 阀壳
D 蒸汽 E 速关油 F 启动油 H 试验油 K 漏汽 T1 回油 T2 漏油

阀体部分主要由件 7~14组成，阀盖（7）不仅用于进汽室端面的密封，而且也是阀与油缸间的连接件。在速关阀未开启时新蒸汽经蒸汽滤网（10）通至主阀碟（12）前的腔室，阀碟在蒸汽力及油缸弹簧（3）关闭力作用下被紧压在阀座（13）上，新蒸汽进入汽轮机通流部分的通路被切断。主阀碟中装有卸载阀（11），由于在速关阀的开启过程中调节阀处于关闭状态，所以随着卸载阀的提升，主阀碟前后的压力很快趋于平衡，使得主阀碟开启的提升力大为减小。

在速关阀开启过程中或速关阀关闭后（隔离阀未关）有一部分蒸汽沿着阀杆（1）与导向套筒（9）及汽封套筒（8）之间的间隙向外泄漏，漏汽从接口 K 引出。而当速关阀全开后，主阀碟与导向套筒的密封面紧密贴合，阀杆漏汽被阻断。

速关阀中的蒸汽滤网大多是采用不锈钢波形钢带卷绕结构的滤网，也有一些汽轮机的滤网由带孔不锈钢板卷焊而成。速关阀的油缸部分主要由油缸、活塞（4）、弹簧（3）、活塞盘（2）及密封件等构成，油缸用螺栓固定在阀盖（7）上。

油缸部分是速关阀开启和关闭的执行机构。在通过启动调节器的操作开启速关阀时，油缸部分相应如下动作：启动油 F 通至活塞（4）右端，活塞在油压作用下克服弹簧（3）力被压向活塞盘（2），使活塞与活塞盘的密封面相接触，之后速关油 E 通入活塞盘左侧，随着活塞盘后速关油压的建立，启动油开始有控制的泄放，于是活塞盘和活塞如同一个整体构件在两侧油压差作用下，持续向右移动直至被试验活塞（5）限位，由于阀杆右端是与活塞盘连接在一起，所以在活塞盘移动的同时速关阀也就随之开启。

速关阀的关闭由保安系统操纵，如果保安系统中任何一个环节发生速关动作，都会使速关油失压，在弹簧力作用下，活塞与活塞盘脱开，活塞盘左侧的速关油从 T1 排出，活塞盘连同阀杆、阀碟即刻被推至关闭位置。油缸部分还装有试验活塞（5），如图 15-10 所示，由试验活塞，试验阀及压力表等构成速关阀试验机构，其作用是在机组运行期间检验速关阀动作的可靠性。

试验阀是手动换向阀（或电动换向阀），它可装接在管路上，也可组装在速关组件中，通过操作试验阀使压力油经节流孔进入试验活塞右端腔室，由于试验活塞面积大于油缸活塞面积，因此当 P2 达到某一值后，在油压力作用下试验活塞推动活塞、活塞盘、阀杆、阀碟同时向关闭方向移动，行程为 h，这一行程不会影响机组的正常运行，所以试验可在包括额定负荷在内的任何工况下进行。当试验阀切换至图示位置时退出试验。

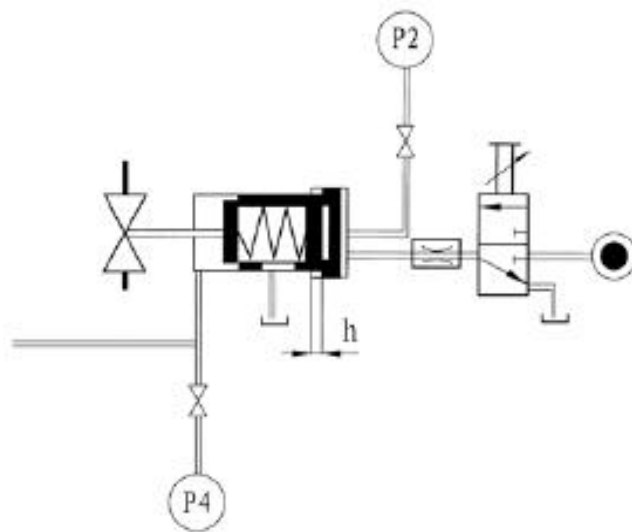


图15-10 速关阀试验活塞

若速关阀状况良好，试验结果应是 $P_2 < P_1$ ，P2 是试验活塞开始位移时的试验油压，P1 是许用试验压力。

$P_1 = A + B(P_4 - 0.1)$ （单位：Mpa），其中 A、B 是与规格有关的特性值。如温四小机 $A = 0.1867\text{Ma}$ ， $B = 0.683$ 。

P4 是机组运行时的速关油压值若试验测得 $P_2 \geq P_1$ ，则表明阀杆上因有盐垢或活塞等可动件上因油垢沉积而产生了额外的运动阻力，致使速关阀动作不正常，为使速关阀能正常动作，在这种情况下试验应重复多次，如最终仍然是 $P_2 > P_1$ ，那就要尽快安排检修，拆出速关阀，查出原因，消除故障。

根据需要速关阀可配装行程开关，用于在阀的关闭、全开位置发送相应的信号。固定在阀杆上的档盘有多种功用：万一油缸密封件损坏速关油外泄时，它可阻挡油喷到高温部分；阻挡阀杆漏冒向油缸；兼作行程开关的触发器。

15.5.5.2 调节汽阀（管道调节阀）

调节汽阀（管道调节阀）的作用是按照控制单元的指令改变进入汽轮机的蒸汽流量（主要是冷段汽源），以使机组受控参数（功率或转速、进汽压力、背压等）符合运行要求。

调节汽阀的结构如图15-11所示。

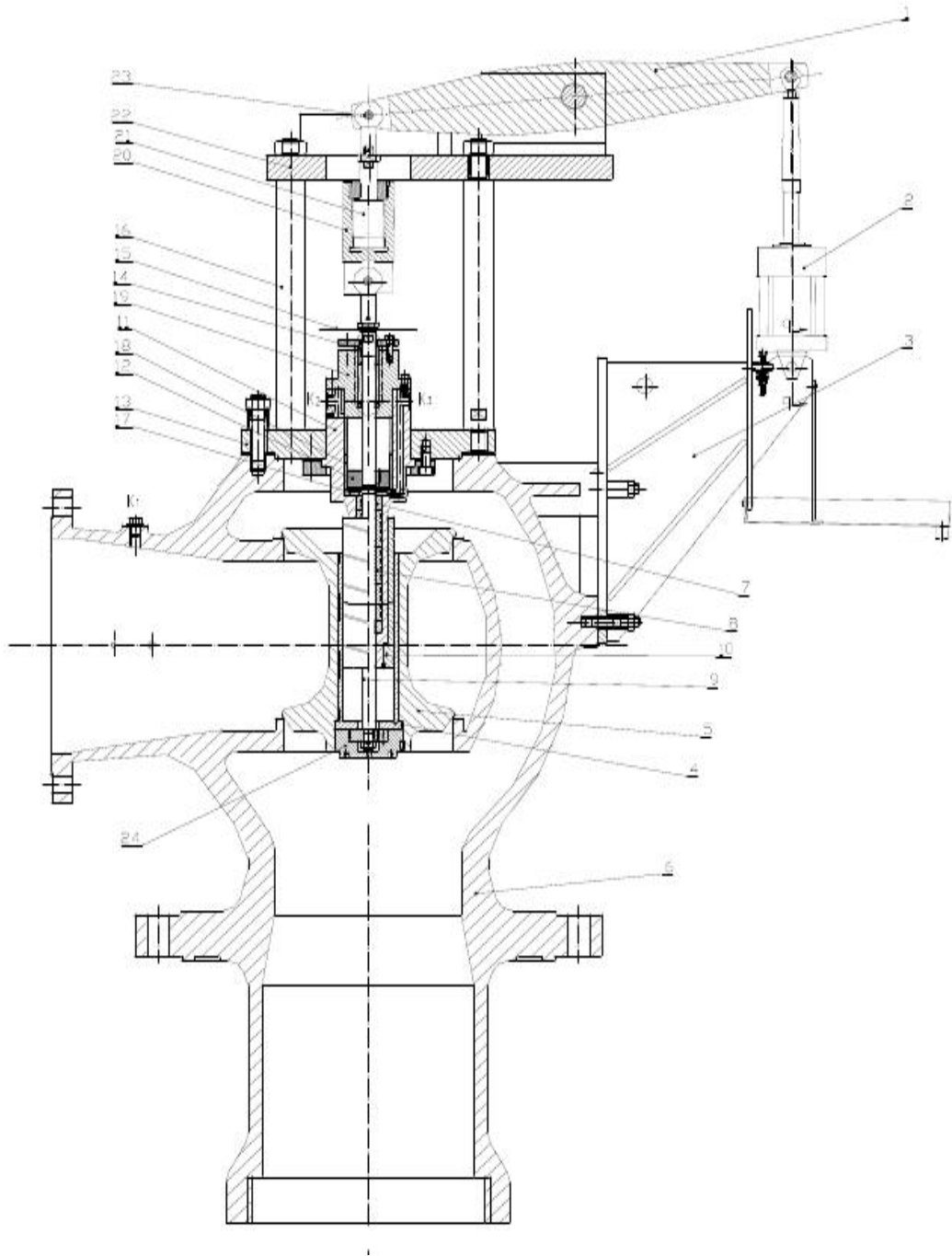


图15-11 高压调节阀

1杠杆 2油动机 3托架 4套筒 5阀碟 6阀壳 7套筒 8套筒 9阀杆 10. 导向套筒 11. 导向套柱总成 12. 活塞 13. 阀盖 14. 阀盖密封组合 15. 垫片 16. 阀柱 17. 盖 18. 衬套 19. 密封套筒 20. 叉 21. 螺柱 22. 支座 23. 关节轴承 24. 螺母 K1, K2 为平衡汽接口 K3 疏水接口

调节阀是带有压力关闭的双座阀。阀壳(6)上端由阀盖(13)封闭。阀杆(9)穿过阀盖的部位装有衬套(4, 7, 8)和一组装在密封套筒(19)中的柔性石墨密封环(14)用以阀杆密封。阀杆下端连接着阀碟(5), 当阀杆产生位移时, 阀碟通过装入阀碟内的套筒(4)与固定在阀盖上的导向套柱总成(11)产生移动。调节汽阀是靠阀碟(5)的自身重量压在阀壳(6)上。支座(22)是通过阀柱(16)固定, 由于杠杆(1)的一端与油动机活塞杆连接, 另一端通过关节轴承(23), 拉杆(21)及拉杆接头(20)等连接着阀杆, 所以当油动机按控制单元指令动作时, 阀碟便产生相应的升降动作。托架(3)

装在阀壳上，用以支撑油动机（2）。油动机与托架之间用关节轴承及销轴铰接，因此在运行时油动机以销轴为中心有小幅摆动。为减小、避免作用在油动机上有碍正常工作的外力和力矩，在油动机和托架之间按需要装有2或3组碟形弹簧。在油动机油缸侧面装有刻度牌，其示值是汽阀升程。关闭阀门的蒸汽从K1 导入 K2，进入活塞腔，产生关闭力。由于蒸汽的通入，即使在故障状态下也能使的双座阀自动关闭。

15.5.5.3 低压调节阀

调节汽阀的作用是按照控制单元的指令改变进入汽轮机第二、三膨胀段的蒸汽流量，以使机组功率和抽汽量符合运行要求。调节汽阀的结构如图15-12所示。

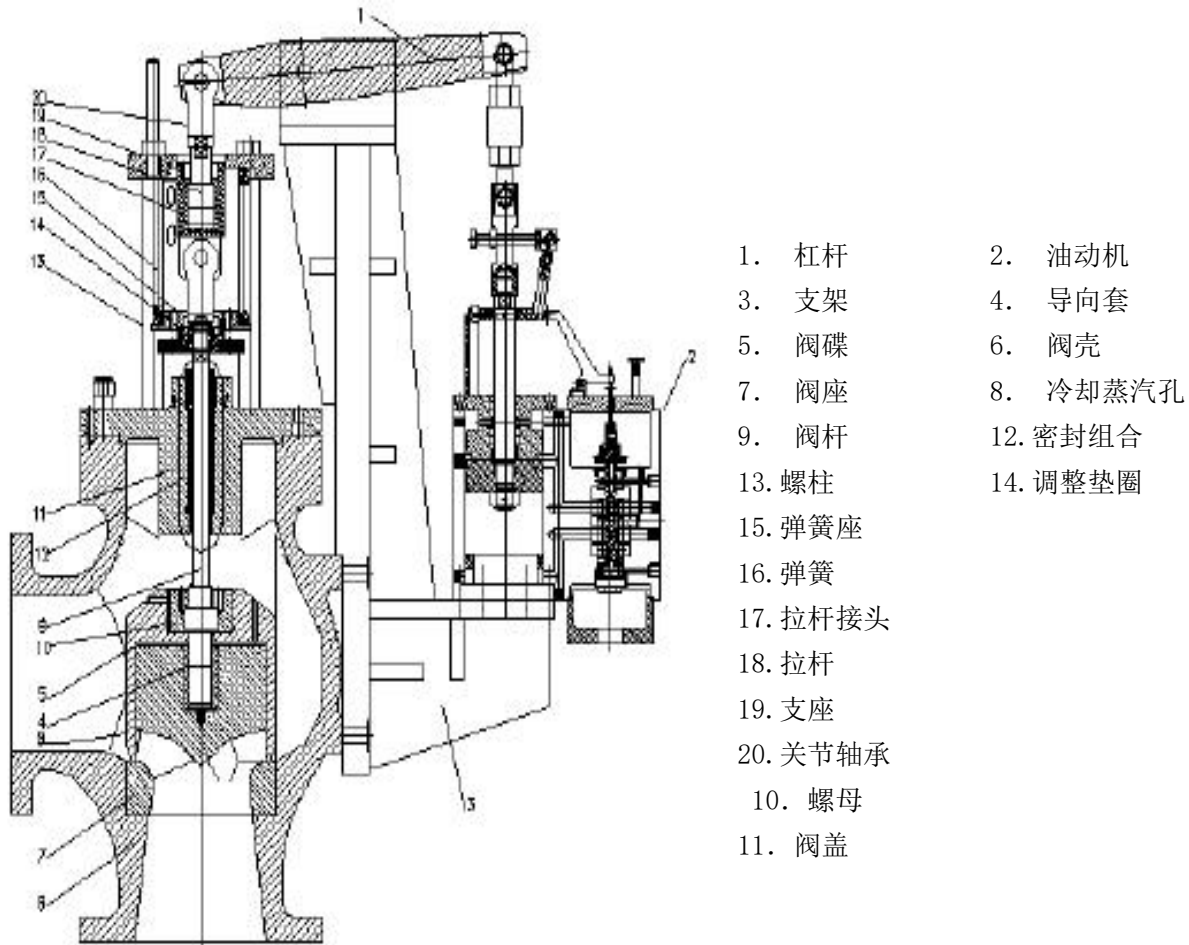


图15-12 低压调节阀

调节阀是压力卸载单座阀。阀壳（6）上端由阀盖（11）封闭。阀杆（9）穿过阀盖的部位装有衬套和一组柔性石墨密封环（12）用以阀杆导向、密封，必要时可调整压紧螺母来减少，阻止阀杆漏汽。阀杆下端连接着阀碟（5），当阀杆产生位移时，阀碟随之在装入阀盖内的套筒（4）中移动。阀碟带有冷却蒸汽孔（8），冷却孔的作用是机组运行而该调节阀关闭的情况下，能有一部分蒸汽进入后面的膨胀段，从而防止该膨胀段过热。对于中间汽封漏汽量大于所需冷却流量的机组，阀碟上没有冷却孔。阀座（7）装在阀壳中。在静止状态下，弹簧（16）的预紧力通过弹簧座（15）、调整垫圈（14）和阀杆使阀碟被压在阀座上。由于杠杆（1）的一端与油动机活塞杆连接，另一端通过关节轴承（20），拉杆（18）及拉杆接头（17）等连接着阀杆，所以当油动机按控制单元指令动作时，阀碟便产生相应的升降动作。

根据汽缸结构和机组总体布置要求的不同，调节汽阀壳体结构上有三种相应的变型：一种是阀壳

与汽缸铸为一体，另一种是调阀有单独的阀壳，并且阀壳的出口法兰与汽缸相连接，第三种是调节汽阀布置在汽轮机本体之外，阀壳的进、出口与汽缸之间用管道相连，接口可以是法兰型，也可以采用焊接式。无论哪一种形态，调节阀的结构与图示类同。

15.5.5.4 油动机

油动机是调节汽阀的执行机构，它将由放大器或电液转换器输入的二次油信号转换为有足够作功能力的行程输出以操纵调节阀，控制汽轮机进汽。油动机是断流双作用往复式油动机，以汽轮机油为工作介质，动力油用 $\sim 0.8\text{Mpa}$ 的压力油。油动机结构如图 15-13 所示。

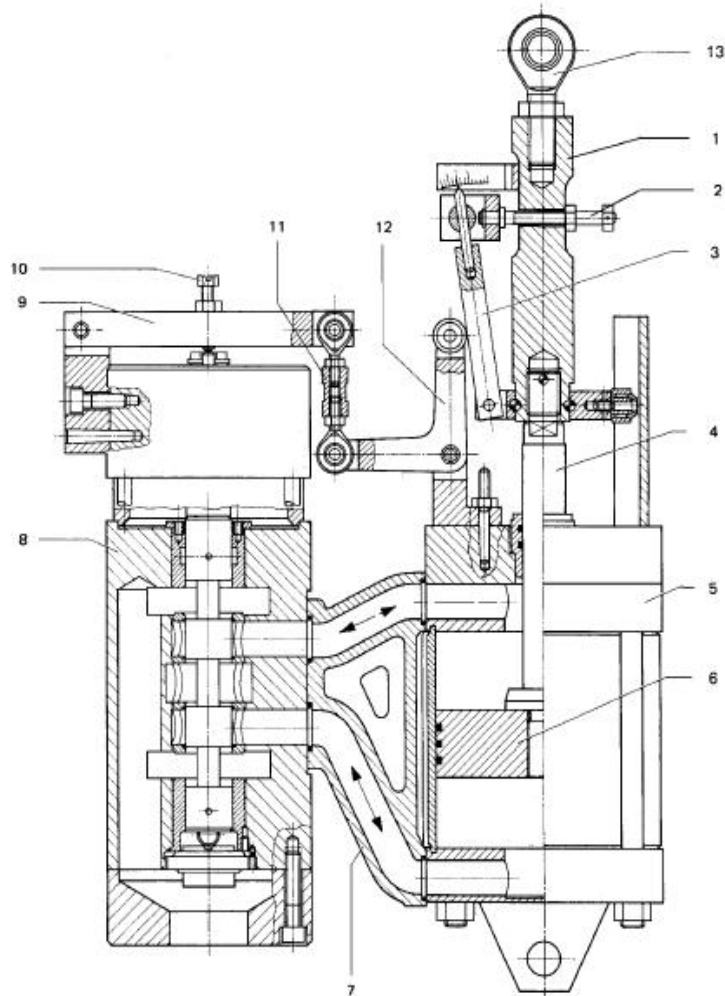


图15-13油动机

1. 拉杆 2. 调节螺栓 3. 反馈板 4. 活塞杆 5. 油缸（缸盖） 6. 活塞 7. 连接体 8. 错油门（错油门壳体） 9. 反馈杠杆 10. 调节螺钉 11. 调节螺母 12. 弯角杠杆 13. 杆端关节轴承

油动机主要由油缸、错油门、连接体和反馈机构组成。

错油门（8）通过连接体（7）与油缸（5）连接在一起，错油门与油缸之间的油路由连接体沟通，油路接口处装有 O 形密封圈。连接体有铸造和锻件加工两种，图示为铸件形式。油缸由底座、筒体、缸盖、活塞、活塞杆等构成。筒体与底座、缸盖之间装有 O 形密封圈，它们由 4 只长螺栓组装在一起。活塞配有填充聚四氟乙烯的专用活塞环。活塞动作时在接近上死点处有 $\sim 10\text{mm}$ 的阻尼区，用以减小活塞的惯性力和载荷力并降低其动作速度。缸盖上装有活塞杆密封组件，顶部配装活塞杆导轨及弯角杠杆支座。油缸靠底座下部双耳环与托架上的关节轴承、销轴连接并支撑在托架上。在油缸活塞杆（4）上端有拉杆（1）和杆端关节轴承（13），通过（13）使油缸与调节汽阀杠杆相连。

15.5.6 支座及轴承

15.5.6.1 前支座

前支座系统中有基础底板（无底盘时）、前轴承座、排汽缸猫爪等，其作用是支承汽缸和转子，并用这些部件相互对中。见图 15-14。

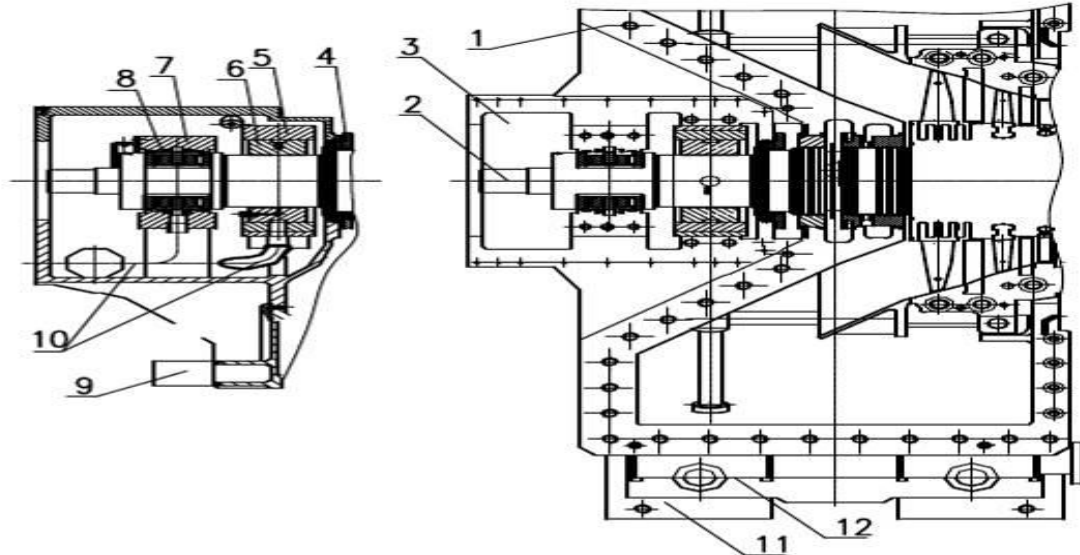


图 15-14 前支座

- 1、排汽缸 2、转子 3、轴承座 4、油封环 5、径向轴承调整圈 6、径向轴承 7、推力轴承座 8、推力轴承 立键 10、进油管 11、基础底板或底盘 12、调整元件

前支座系统的主要部件是基础底板（无底盘时）、前轴承座（与排汽缸作成一体）、调整元件等。排汽缸猫爪搁在基础底板或底盘上，通过定距螺栓连接，猫爪上的螺孔留有间隙，允许排汽缸受热向猫爪两侧膨胀。猫爪与底盘之间有八块调整垫，用来调整排汽缸的高低位置。径向轴承（图 15-15、15-17）安装在径向轴承调整圈上，用来调整、支承转子的正确位置。在转子通向汽缸一侧的部位装有油封环，以挡住飞溅的油滴。

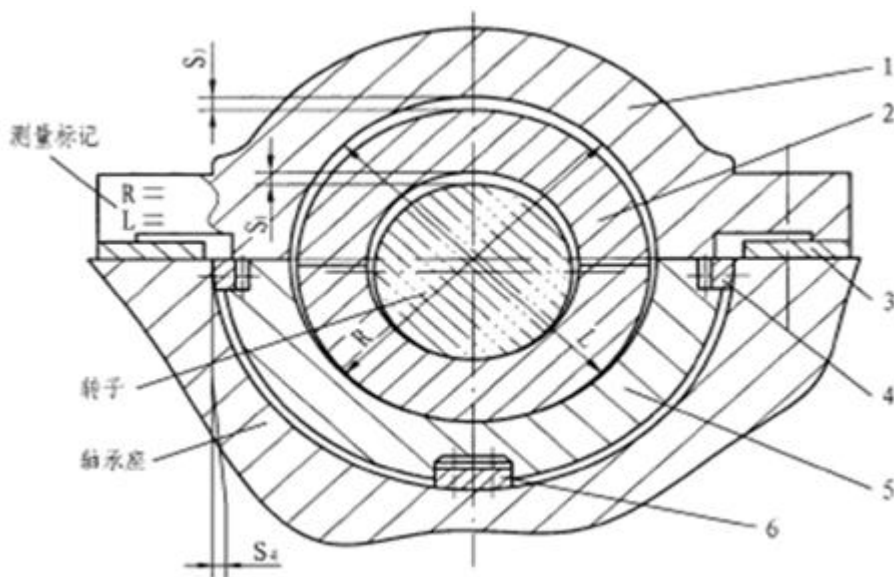


图 15-15 轴承示意图

- 1.弓形环 2. 径向轴承（二油楔或四油楔） 3. 调整板 4. 对中块 5. 半园环 6. 中间块

推力轴承固定在推力轴承支座中，支座安装在前轴承座下半。按汽轮机热膨胀及滑销系统总体设计要求，汽轮机死点在后排汽端，而转子的相对死点为推力盘和推力轴承，由于前轴承座与基础底板、基础是固连在一起的。推力轴承压盖沿水平中分面分为上、下半，两半之间用螺栓连接并由锥销定位，推力轴承压盖是 ZG25 铸钢件。径向轴承按需要选用可倾瓦轴承。径向轴承与轴承座的装配关系有为带调整圈径向轴承。

推力轴承安装在前轴承座中，其作用是承受转子的轴向推力，确定、保持转子正确的轴向位置。推力轴承结构如图15-16所示。轴承属金斯伯利推力轴承，每只推力轴承包括有正、付两组推力轴承。每组轴承由基环，推力瓦块，上、下调整块等构成。基环沿水平剖分，上、下半之间用螺栓连接并有锥销定位，基环与轴承座之间用防转销周向定位。每组8块推力瓦块沿周向均布，瓦块工作面浇铸有锡基巴氏合金，背面嵌装支承块，瓦块位置在径向由基环内圈定位，周向用瓦块螺钉定位，推力瓦块、调整块、基环之间是球面接触，因此推力瓦块具有多方向自由度，同时这种结构使各瓦块都能均匀承受载荷。上、下均用园柱销周向定位。推力轴承在轴承座中的位置安装时通过配作调整垫片的厚度来保证，转子推力盘开档与推力轴承的轴向间隙通过配作两基环之间隔圈的厚度来达到要求，隔圈与基环用插销作周向定位。

推力瓦块采用偏心支撑结构，推力瓦块的支撑位置在园周方向上相对中心偏移，这样，在约定转向承载能力提高，但反向旋转时承载能力却明显降低。

润滑油从轴承座下半供至进油环槽，经隔圈上的径向孔和转子与基环间的腔室进入推力瓦块工作区，由瓦块流出的油从封油齿与转子的间隙排出，封油齿装在轴承座中。推力轴承采用测量推力瓦块温度的方式来监测轴承温度，在正、付推力侧的上、下半各有一块推力瓦装入测温传感器（热电偶或热电阻）。

汽轮机正常运行时，轴向推力是与汽流方向同向的正推力，不过有些机组在起动、停机或特殊工况会出现负推力。

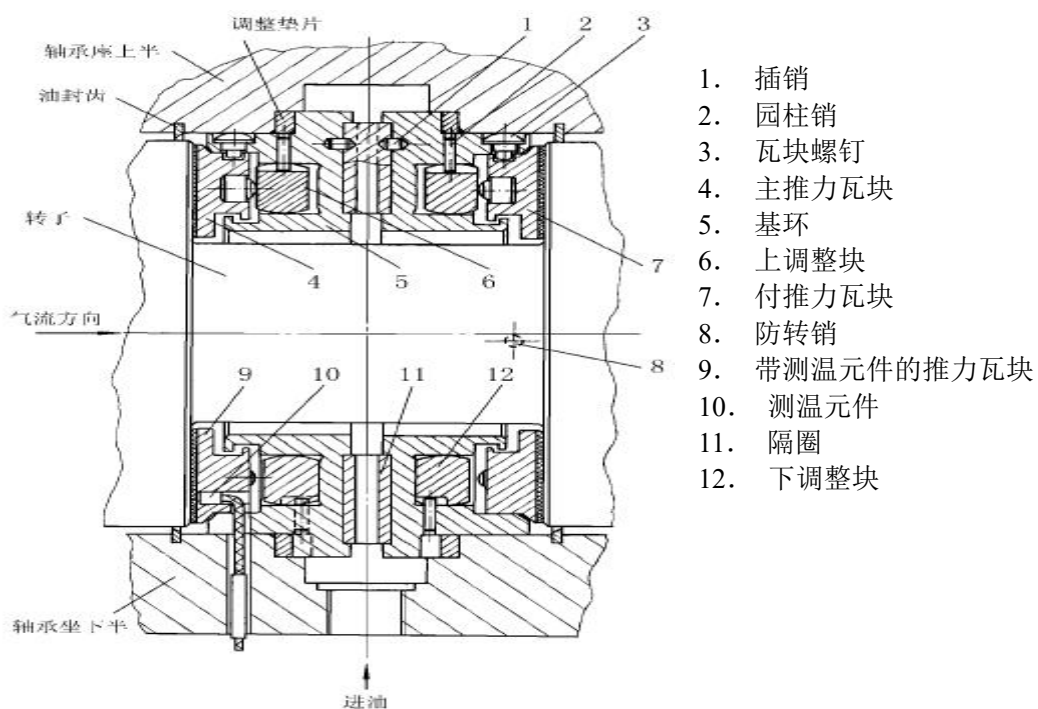


图 15-16 推力轴承剖面图

径向轴承安装在前、后轴承座中的二油楔轴承为动压轴承，其作用是承受转子的静、动载荷，保持转子转动中心与汽缸中心之间正确的位置关系，使转子与汽缸导叶持环、汽封等静体的径向间隙在规定范围之内，同时，在运行工况（转速、负荷）范围内轴承的油膜刚度、阻尼系数等特性使转子——轴承系统能稳定、安全地长期运行。二油楔轴承的结构如图 15-17 所示。

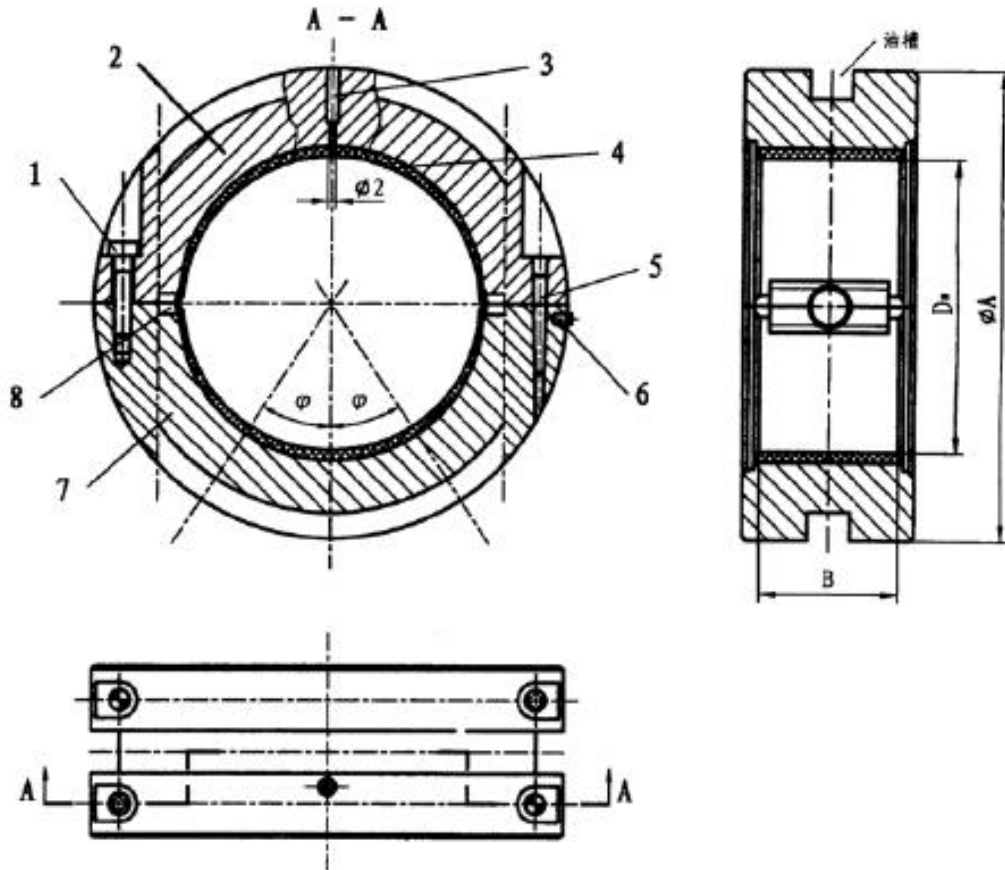


图 15-17 二油楔径向轴承

1. 螺栓 2. 轴承上半 3. 润滑油温测量孔 4. 轴承合金层 5. 锥销 6. 定位销 7. 轴承下半 8. 进油孔

15.5.6.2 后支座

后支座系统中有基础底板（无底盘时）、后轴承座、排汽缸猫爪等，其作用是支承汽缸和转子，并用这些部件相互对中，还组成了整台汽轮机热膨胀的基准点——死点。

后支座系统的主要部件是基础底板（无底盘时）、后轴承座（与排汽缸作成一体）、调整元件等。排汽缸猫爪搁在基础底板或底盘上，通过定距螺栓连接，猫爪上的螺孔留有间隙，允许排汽缸受热向猫爪两侧膨胀。猫爪与底盘之间有八块调整垫，用来调整排汽缸的高低位置。

猫爪与基础底板或底盘之间有圆柱销或横键，它们的中心线与转子轴线垂直相交，这一点就是汽轮机的死点，汽轮机受热时只允许它从这点向前膨胀。

汽缸高低方向热胀时靠排汽缸上的键槽（图 15-18 部件图 3）和装在基础上的立键（无底盘时）或底盘上的立键来保证。径向轴承安装在径向轴承调整圈上，用来调整、支承转子的正确位置。

在转子通向汽缸一侧的部位装有油封环，以挡住飞溅的油滴。启动和停机时用的盘车装置，无论是手动盘车、电动盘车都安装在后轴承座内。

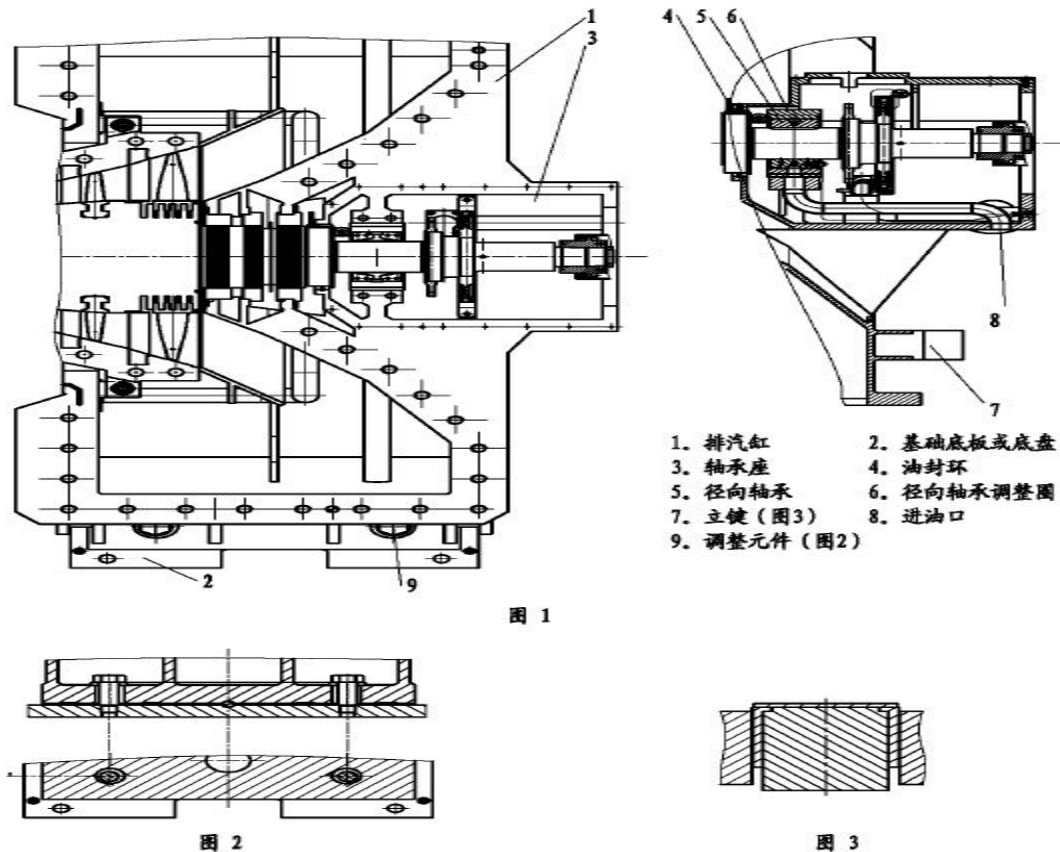


图 15-18 后支座

15.5.7 盘车装置

15.5.7.1 手动盘车

机组停机过程中, 汽轮机因降温而受到冷却, 由于汽缸及转子上、下部分冷却不均匀, 转子在停止转动后, 便会产生热弯曲, 在这样的情况下, 如重新起动汽轮机就易引起动、静部分碰擦, 出现超出允许范围的振动, 为避免这种事故的发生, 汽轮机配置了盘车机构。

在停机后, 通过操作盘车机构, 定期将转子转动 180° , 以校正、减少转子的热弯曲变形。凝汽式汽轮机在起动冲转前也须进行盘车, 以防因轴封送汽引起转子变形。在汽轮机装配、安装过程中, 手动盘车机构也是一种很有用的辅助工具。见图15-19。

手动盘车机构装在后轴承座中。顺时针方旋转的汽轮机, 手动盘车机构装在轴承座右侧; 逆时针方向旋转的汽轮机则装在左侧。手动盘车机构的结构和工作原理如图所示 (图示旋向为顺汽流方向看汽轮机转向)。

手动盘车机构由罩盖、托架、杠杆、棘轮、棘爪等构成。

棘爪 (8) 的 A、B 两个位置与盘车机构的两个特定状态相对应: 其中 A 是停用位置, 也是每次盘车操作的起始位置, 在此位置, 棘爪受轴承座装配孔壁面限位而被锁定, 棘爪与棘轮脱离接触; B 是棘爪与棘轮最终接触位置。当需要盘车时, 旋出螺母 (3)、卸下罩盖 (1)、翻起保险栓 (12)、将外伸套管 (10) 插入杠杆 (2) 顺着汽轮机旋转方向扳动套管即可进行盘车。由于托架 (4) 用螺栓固定在轴承座中, 杠杆与托架由销轴 (9) 联结在一起, 所以杠杆的动作是以销轴为中心的转动, 而棘爪由动销 (11) 悬挂在杠杆的槽道中, 于是在杠杆运动时, 棘爪脱开锁定位置, 绕动销转动, 爪尖部下落滑入棘轮 (7) 的齿槽中, 当杠杆扳动 $\sim 45^\circ$ 时 (图中虚线所示) 棘爪处于位置 B, 由于红套在汽轮机转子 (6)

上的棘轮加工有 24 个棘齿，因此相应棘轮和转子转动 15° 。来回扳动套管可使转子持续转动。盘车机构退出工作时，使杠杆处于图示竖直位置后用保险栓将其锁定并装好罩盖。

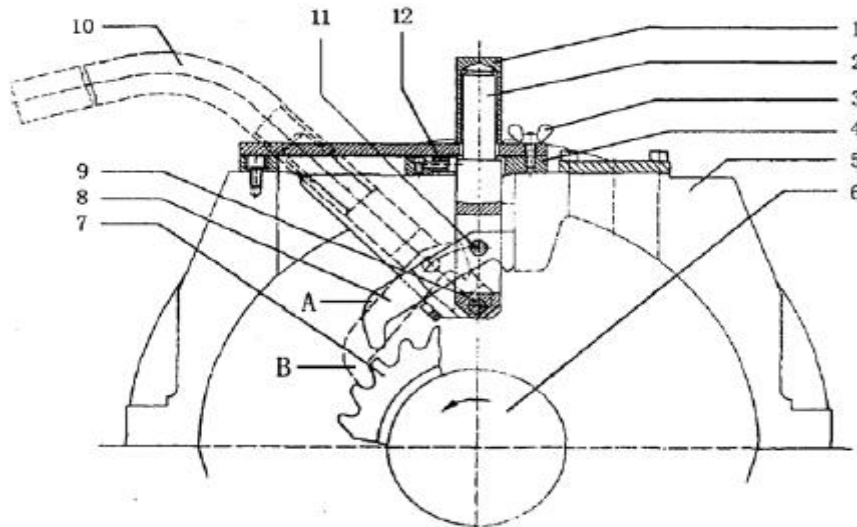


图15-19 手动盘车装置

1. 罩盖 2. 杠杆 3. 螺母 4. 托架 5. 后轴承座 6. 汽轮机转子 7. 棘轮 8. 棘爪
9. 销轴 10. 外伸套管 11. 动销 12. 保险栓

15.5.7.2 电动盘车

电动盘车装置转向，从盘车装置看汽轮机为逆时针，转速为 100r/min，电机功率 55kW。带联锁的电动盘车装置，自动啮入、退出，盘车转速 100r/min，电动盘车安装在前轴承的前端。电动盘车机构投入工作时，可使转子连续转动，均匀冷却，从而可防止转子弯曲。凝汽式汽轮机在起动冲转前也须使盘车机构投入工作，以免轴封送汽而引起转子弯曲。该电动盘车机构装在前轴承座上，其结构及工作原理如图 15-20 所示为，电机卧式安装（图示仅为示意，具体外形以实物为准）。

1. 电动机
2. 减速机构
3. 离合器
4. 位置开关
5. 润滑油接口
6. 回油口（放油口）
7. 手轮
8. 行程开关

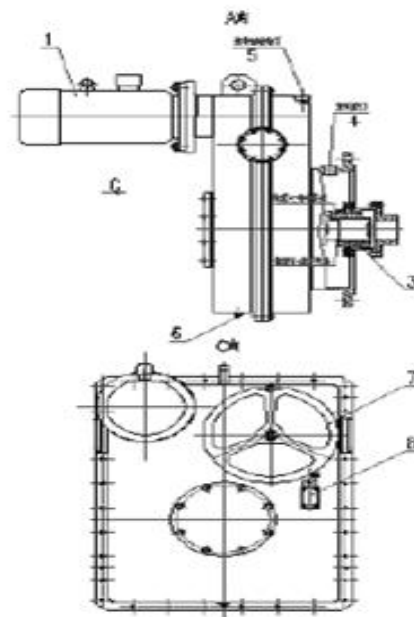


图 15-20 电动盘车结构图

电动盘车机构有手动或电动两种操作方式：

- 1) 手动盘车是由操作者将手轮（7）插入电动机尾端，旋转手轮来盘动转子；
- 2) 电动盘车是由电动机（1）驱动转子连续定速转动。电动盘车时自动投入，自动退出。

盘车机构未投入工作或在汽轮机运行时，电动机断电停运，离合器（3）的滑动外齿套处于位置 B “脱开位置”，即离合器的内齿套与外齿套完全脱离接触。电动盘车模式下要投入工作时，操作者只要闭合盘车的旁路开关，接通电源，电机带动减速机构开始工作，这时离合器的外齿套随减速机构开始转动，在安装于内齿套内的棘爪作用下，沿螺旋线从“脱开位置”滑到位置 A “啮合位置”，（同时位置开关（4）接收到离合器啮合信号，接通盘车电源），离合器啮合带动汽轮机转子连续、定速转动。停止电动盘车时，可以直接切断电源，这时电动机停止工作，而转子由于惯性的作用还在转动，离合器的内齿套成为主动轮，而外齿套变为被动轮，外齿套被内齿套从位置 A 带到位置 B，（位置开关（4）发出离合器脱开信号，切断盘车电源），停止盘车。也可以直接冲转汽轮机，随着转速升高，当转子转速超过盘车转速时，离合器的内齿套成为主动轮，而外齿套变为被动轮，外齿套被内齿套从位置 A 带到位置 B，同时位置开关发出离合器脱开信号，切断盘车电源，停止盘车。

手动盘车模式时，操作者先将手轮从图示的位置取下，这时行程开关（8）动作，切断盘车的总电源（保证在手动盘车时，不会由于误操作而接通电机的电源），再将手轮（7）插入电动机尾端，然后按手轮上提示的方向转动手轮开始盘车。不需要手动盘车时，只要反转手轮，离合器的外齿套即从位置 A 退到位置 B，即脱开位置。手动盘车结束后，切记把手轮从电动机尾端取出，装回原位置。由于齿轮传动及轴承需要润滑，所以盘车时必须保证润滑油供应，润滑油由汽轮机润滑系统从润滑油接口（5）供入。

注意：盘车手轮只有在选用手动盘车操作模式时方可从安装位置取下套入电动机尾端，盘车结束后必须立即取下，装回安装位置。虽然手动盘车结束后，让离合器处于啮合状态是允许的，但为了安全，建议操作者手动盘车结束后，反转手轮使离合器回倒脱开位置。盘车时要保证润滑油的供应。

15.6 给水泵汽轮机的运行维护

本汽轮机驱动的对象是锅炉给水系统中的汽动给水泵。随着主机组负荷的变化，锅炉蒸发量随之变化，给水流量亦将发生变化，给水流量的变化是靠改变本汽轮机的转速、即汽动给水泵的转速来达到的。为了改变本汽轮机的转速以适应汽动给水泵运行的需要，本汽轮机的调节系统接受锅炉给水调节系统的调节讯号，自动调节进入汽轮机的蒸汽量，以改变汽轮机的转速与输出的功率，从而满足主机组在各种不同负荷下锅炉的给水要求。只有在本汽轮机的转速满足当时汽动给水泵负荷的要求时，才能处于相对稳定的状态。

本汽轮机的低压蒸汽来自主机的第四段抽汽，该低压蒸汽的参数随主机组负荷的变化而不断变化，而这种参数的变化只能在一定的范围内适应本汽轮机的调节要求，当变化的低压蒸汽的参数降到本汽轮机不足以驱动汽动给水泵达到所要求的转速时，整个主机组的功率平衡将受到破坏，因此为适应主机组在低负荷时本汽轮机能继续保持运行，在本汽轮机上同时又设置了能采用主机高压缸排汽（再热器冷段蒸汽）的一套能自动控制的独立的高压配汽机构。当低压蒸汽参数降到不能保证本汽轮机输出的功率满足汽动给水泵的要求时，就以外切换方式将高压蒸汽逐步投入，以弥补低压蒸汽的不足而最后完全代替低压蒸汽作为本汽轮机的工作汽源，这种外切换方式也适用于主机组由低负荷升高负荷的运行过程中。

为适应主机组的起动需采用汽动给水泵组作为锅炉起动给水时，本汽轮机可采用辅助蒸汽替代低压

蒸汽作为启动汽源，这个特点也是本汽轮机在启动过程中特有的。

15.6.1 给泵汽轮机的联锁保护

15.6.1.1 给泵汽轮机 METS 跳闸任一条件

序号	保护内容	定值
1	手动停机	1、集控室紧急跳闸按钮 2、就地机头紧急跳闸按钮
2	DCS停机	/
3	MEH停机	1、操作员手动停机 2、超速停机 3、小机启动失败（主调阀指令 $>30\%$ ，小机转速 $<500\text{PRM}$ ）
4	小机超速保护	1、转速通道发生故障，三取二 2、未做电气超速试验情况下，汽机转速 $>6000\text{r/min}$ ，三取二
5	小机轴向位移大，三取二	$\leq -0.8\text{mm}$ 或 $\geq +0.8\text{mm}$
6	速关油压低	0.8MPa
7	润滑油压低，三取二	0.08MPa
8	进汽压力高，三取二	1.44MPa
9	排汽压力高，三取二	背压 65kPa
10	小机前、后轴承振动大	$120\mu\text{m}$
11	小机前、后轴承温度高	120°C
12	小机前、后轴承温度高	120°C
13	机组负荷大于 30% ，延时3秒锅炉 MFT	脉冲信号

15.6.1.2 给泵组跳闸条件

- 汽泵前置泵进水电动阀全关。
- 汽泵前置泵出水流量低于相应转速的最小流量要求。
- 除氧器水位低低。
- 汽泵组#3或#4轴承温度高高。
- 汽泵密封水回水温度 $\geq 85^{\circ}\text{C}$ 。

15.6.1.3 其它联锁条件

- 给泵汽轮机主油泵允许启动条件：油箱油位离箱顶 300mm 。
- 给泵汽轮机备用主油泵自启任一条件：
联锁投入或给泵汽轮机非零转速，运行主油泵跳闸。
联锁投入或给泵汽轮机非零转速，润滑油压力低（ 0.1MPa ），延时1秒。
- 给泵汽轮机事故油泵自启：
联锁投入或给泵汽轮机非零转速，两台主油泵均停。
联锁投入或给泵汽轮机非零转速，润滑油压力低低（ 0.08MPa ）。
- 给泵汽轮机盘车电机：
启动允许：给泵汽轮机转速 $<140\text{r/min}$ 且润滑油压 $>0.15\text{MPa}$ 。
跳闸：润滑油压低于 0.03MPa 或给泵汽轮机转速 $\geq 180\text{r/min}$ 。
- 给泵汽轮机油箱电加热器
启动允许：给泵汽轮机油箱油位不低。
自启：联锁投入，油箱油温低（ $\leq 20^{\circ}\text{C}$ ）。
自停：油箱油位低或油箱油温高（ $\geq 37^{\circ}\text{C}$ ）。

15.6.2 机组启动前的检查和准备

- 1) 给 MEH 系统供电, 检查各功能模块性能是否正常。检查与 CCS 系统的 I/O 接口通道是否正常。
- 2) 检查 TSI 系统功能是否正常。接通全部监视、检测仪表, 检查各仪表能否正常工作。
- 3) 检查润滑油箱油位, 油位指示器应显示在最高油位, 并进行油位报警试验。启动润滑油系统打油循环。检查主油泵及事故油泵电气控制联锁试验正常, 保证各油泵能正常启动和切换。
- 4) 投入小机盘车 (盘车前必须完成给泵的暖泵)。
- 5) 检查盘车转向是否正确, 并进行盘车装置的投入及甩开试验。当润滑油压低时, 盘车不能启动直至故障消除。小机盘车时间的规定:

冷态启动 (停机时间 $\geq 72\text{h}$)	连续盘车 $\leq 12\text{h}$
温态启动 (停机时间 $72 \sim 12\text{h}$)	连续盘车 $\leq 6\text{h}$
热态启动 (停机时间 $< 12\text{h}$)	连续盘车 $\leq 2\text{h}$
- 6) 投盘车后, 检查并记录转子偏心度, 并与转子同一位置的原始值相比较, 若变化值小于 0.03mm , 则可确认转子没有发生弯曲。同时应监听通流部分有无摩擦声。
- 7) 检查疏水系统各电动阀能否正常工作, 并进行系统正常开关试验。
- 8) 按有关技术文件规定做好速关阀、高压调节汽阀和低压调节阀的静态试验, 要求各部套动作平稳、灵活、无卡涩、无突跳或摆动现象。

15.6.3 汽泵组禁止启动、运行限制要求

汽泵组在启动前或冲转带负荷过程中, 若出现下列情况之一时禁止启动或立即停机进行检查:

- a) 任一安全保护装置或系统失灵;
- b) 汽泵组保护动作值不符合规定;
- c) 小机调速系统不能维持空负荷运行, 汽泵组甩负荷后不能控制转速在超速保护动作转速以下;
- d) 速关阀或任一调节阀卡涩或关不严;
- e) 汽轮机转子弯曲值相对于原始值变化大于 0.03mm ;
- f) 盘车时听到清楚的金属摩擦声、盘车电流明显增大或大幅度摆动;
- g) 润滑油油质不合格; 润滑油进油温度不正常, 回油温度过高; 油箱油位在最低报警油位以下;
- h) 主要仪表 (如测转速、振动、轴向位移等的传感器; 小机汽缸金属温度、润滑油压、冷油器出口油温、轴承回油温度、蒸汽压力、温度等的显示仪表以及调节、保安系统压力开关、测轴承金属温度的测温元件及显示仪表等) 不全或失灵;
 - i) 主油泵、事故油泵、润滑油系统故障及盘车装置故障;
 - j) 小汽轮机进水;
 - k) 汽泵组保温不完善;
 - l) 蒸汽品质不符合要求;
 - m) MEH 控制系统故障;
 - n) 汽泵组启动、运行过程中参数超过限制值。

15.6.4 给水泵汽轮机的启动

- 1) 投入小机油系统
——启动油箱排油烟风机;

——启动直流润滑油泵，向油系统充油，正常后切至交流润滑油泵运行，检查调速油压、润滑油压力、滤网前后差压、油箱油位、各轴承回油应正常，油系统无漏油。

2) 确认汽泵密封水投用正常，汽泵密封水回水温度正常，进回水温差 $<25^{\circ}\text{C}$ 。

3) 小机盘车装置投用，检查小机动静部分无异声

4) 主机抽真空时，小机同步投入轴封汽及抽真空(严禁在转子静止状态下送轴封)。

——检查主机轴封母管压力、温度正常，稍开启小机轴封回汽门、进汽门，充分疏水后调整轴封压力在 $3\sim 6\text{kPa}$ ，全开小机轴封回汽门。

——检查小机轴封处不吸气、不冒汽，注意小机盘车及轴封加热器工作正常。

5) 小机进汽的暖管及本体疏水，开启小机本体、平衡管和速关阀前疏水。

6) 开启辅汽或四抽至小机、冷再至小机蒸汽管道疏水门，暖管结束全开辅汽至小机进汽电动门

7) 小机冲转条件：

——检查小机控制模块无异常，调速油压大于 0.85MPa ；

——润滑油压 $>0.15\text{MPa}$ ，润滑油温 $40\sim 43^{\circ}\text{C}$ ；

——蒸汽温度与缸温匹配且至少有 50°C 的过热度；

——小机背压大于 26kPa ；

——小机盘车运行正常，连续 2h 以上；

——汽泵组已具备投运条件。

8) 小机冲转参数

——冷态启动(停机时间 $\geq 72\text{h}$)：进汽压力 $\geq 0.55\text{MPa}$ ，进汽温度 $<300^{\circ}\text{C}$ ；

——温态启动(停机时间 $12\sim 72\text{h}$)：进汽压力 $\geq 0.55\text{MPa}$ ，进汽温度 $<300^{\circ}\text{C}$ ；

——热态启动(停机时间 $<12\text{h}$)：进汽压力 $\geq 0.55\text{MPa}$ ，进汽温度 $\geq 300^{\circ}\text{C}$ 。

9) 小机冲转升速过程

——在 MEH 控制画面上，点击“METS 复归”按钮，检查 METS 跳闸首出消失，点击“开速关阀”按钮，确认速关阀油压建立约 0.80MPa ，检查速关阀开启；

——进行一次小机速关阀松动试验；

——点击“进行”按钮，检查小机实际转速上升；

——转速高于 100r/min ，检查电动盘车已脱扣，停运盘车电机；

——升速至 800r/min 进行中速暖机(冷态暖机为 30min ；热态暖机为 15min)，倾听机内无异声、振动无异常；

——暖机结束后，提升小机转速至 2000r/min ，暖机 5 分钟后上升至 2850r/min ；

——升速至 2850r/min 时，检查汽泵组一切正常后，可将 MEH 的控制模式可切至“CCS 遥控”，可以在给水画面上控制转速；

——升速至 3000r/min 时，检查小机本体疏水关闭；

——投入汽泵再循环自动，检查当汽泵前置泵出口流量升至 300t/h 时，给水泵再循环门开始自动关小，流量升至 420t/h 时全关；(锅炉可根据给水量，采用再循环和给水调阀相结合方式上水)

——小机转速 $>3000\text{r/min}$ 且设定转速与实际转速偏差值 $<100\text{r/min}$ ，根据需要投入汽泵自动；

——当排汽管温度 $>60^{\circ}\text{C}$ 时，检查小机排汽减温水电磁阀自动开启，否则应当手动开启。

10) 小机冲转与升速过程中的注意事项：

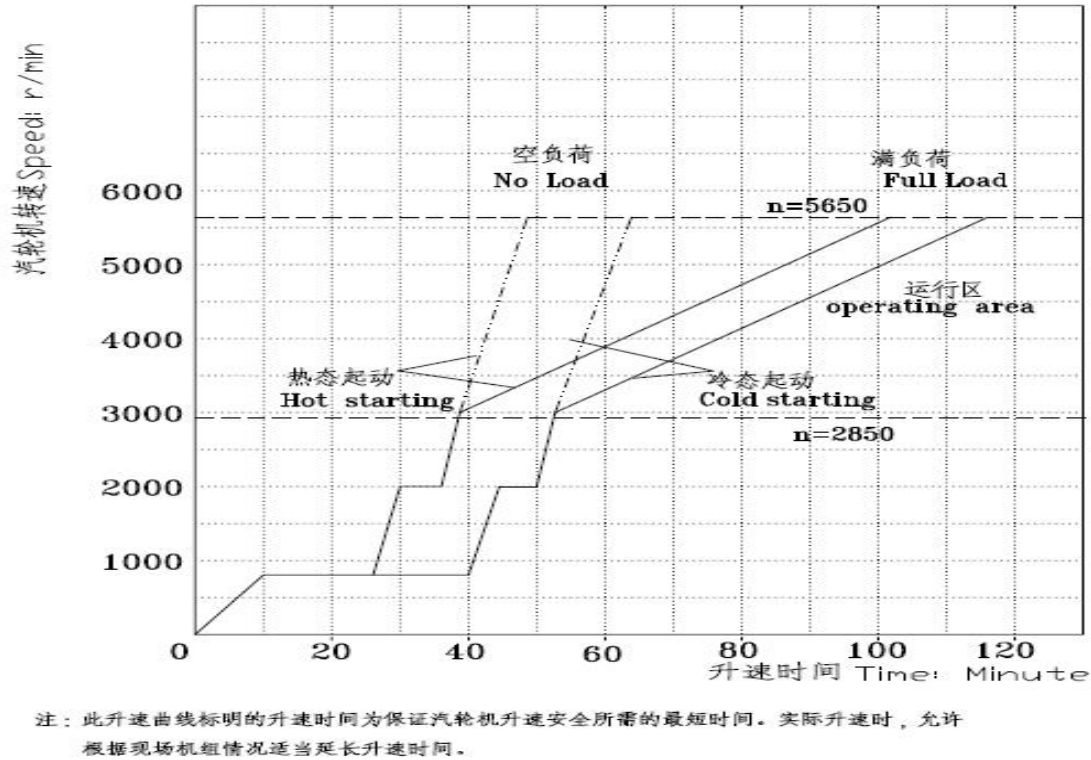
——升速过程中，不应再 $1200\sim 1700\text{r/min}$ 停留。

——升速过程中，应注意振动、轴温监视；

——升速过程中，应注意前置泵、汽泵、及减速箱运行正常，密封水压力、温度正常。

——待小机转速至零，停运交流油泵及油箱排油烟风机。

11) 小汽轮机启动曲线：



15. 6. 5 给水泵汽轮机的运行维护参数

汽泵组运行参数限额（暂定）表：

项目	单位	正常值	高限	低限	备注
油箱油位	mm	-50~+50	200	-200	/
润滑油压力	MPa	0.25~0.4	0.5	0.15	0.08 停泵
润滑油进油温度	℃	40~45	50	35	/
调速油压力	MPa	>0.8	/	0.6	/
润滑滤油器前后差压	MPa	/	0.08	/	/
调速滤油器前后差压	MPa	/	0.08	/	/
给泵支持轴承温度	℃	<75	90	/	95℃停泵
给泵推力轴承温度	℃	<80	90	/	95℃停泵
小机支持轴承温度	℃	<95	105	/	120 跳小机
小机推力轴承温度	℃	<95	105	/	120 跳小机
轴向位移	mm	/	+0.56	-0.56	/
振动	μm	<50	80	/	120 小机
调速油压力（压力油）	MPa	>0.8	/	0.6	/
排汽背压	kPa		45	15	65 跳小机
排汽温度	℃	45	80	/	/

15. 6. 6 给水泵汽轮机的启动运行的注意事项

- 1) 汽轮机投运前须保证无任何杂物进入低压油系统或汽机的其它内部零件中，须确保蒸汽调节系统滑动部分无油漆、铁锈和擦伤斑痕，以免阀门卡涩。
- 2) 对运行中各系统、各设备应按时进行巡查，监听内部声音。

3) 对运行中的各仪器、表计应经常检查,定期复验、标定和维护保养,以保证完好、准确。机组不允许在表计不全、指示不准、仪表不灵或无监视下长期运行;运行中应按时记录各运行数据。

4) 应保证油温、油压正常、稳定;定期进行油质检查,定期清洗滤油器,确保油质和油清洁度合格;机组若长期停机,则应从油箱排污口放掉油箱底部沉淀的油渣和水分。

5) 注意各轴承的回油应畅通,各回油观察窗上应无水珠,排烟风机运行应正常;油系统任何部件均不得有漏油现象。

6) 经常检查调节、保安系统的工作是否正常、油路是否畅通,发现卡涩应及时处理。

7) 定期检查速关阀、调节阀及操作装置的动作是否灵活可靠,并定期检查速关阀、调节阀严密性。

8) 盘车装置投入前,不得将轴封汽系统投入使用,以防转子弯曲变形。

9) 为防止空气进入小机,应在轴封汽系统投入后才能建立排汽系统真空,并尽量维持高的真空度。

10) 小机运行时,监视排汽温度,尽可能避免后汽缸过热,产生不必要的热胀应力。

15.6.7 给水泵汽轮机的正常停机

1) 汽泵停运前应试转小机备用交流油泵、直流油泵正常。

2) 撤出汽泵给水自动,手动降低小机转速,检查给水压力和流量变化。

3) 当汽泵前置泵出口流量降至 420t/h 时,检查汽泵再循环门开始开启,至 300t/h 时全开,否则应手动开启。

4) 关闭汽泵出口电动门及中间抽头隔离门。

5) 当小机转速降至 2850r/min 时,撤出小机“CCS 遥控”。

6) 点击 MEH“停机”按钮或就地手动停小机;检查小机速关阀、调门关闭,小机转速下降,汽泵跳闸。

7) 当转速降至 0 时,投入电动盘车。

8) 小机停运后,若没有检修工作,润滑油系统应当维持运行。

9) 汽泵组轴封供汽停运与主机同步。

10) 检查小机排汽管减温水电磁阀关闭,并隔离减温水门。

11) 关闭四抽、辅汽至小机进汽电动门及冷再至小机进汽电动门。

12) 小机停运 1 小时后,开启小机本体疏水。

13) 盘车运行中需保证汽泵组内充满水,当小机维持盘车达 62h 及以上,可停运盘车。

15.6.8 给水泵汽轮机的紧急停机

15.6.8.1 在下列情况下,应立即紧急停机

a) 机组发生强烈振动,振幅达停机值以上,或机组振动值急剧增加;

b) 汽轮机内有清晰的金属摩擦声和撞击声;

c) 汽轮机发生水击;

d) 轴承钨金温度急剧上升至115℃或任一轴承回油温度升至75℃;

e) 轴封或挡油环严重摩擦、冒火花;

f) 润滑油母管压力低至0.08MPa,启动备用油泵无效;

g) 油箱油位低至停机值,补油无效;

h) 油系统着火;

i) 轴向位移超限,而轴向位移保护装置未动作;

j) 汽轮机转速升至跳闸转速值，而机组未遮断。

15.6.8.2 紧急停机注意事项

就地或遥控打闸停机，应注意下列操作是否执行：

- a) 速关阀及调节阀应立即关闭；
- b) 全开汽轮机各疏水阀门；
- c) 注意机组惰走情况。

15.6.9 汽轮机停机期间的防护

运行的机组总会因各种原因需要或长或短时间的停机，汽轮机停机后，在外部和内在因素作用下，会使汽轮机受到腐蚀损伤，因此，停机期间应采取一些必要的防护措施。汽轮机停机冷却后，在短暂的几天时间里，汽轮内部就很可能产生腐蚀，例如在盐垢和湿汽同时存在的情况下叶片受到的腐蚀，这种停机腐蚀不仅使原先无损的叶片出现电化学腐蚀，而且在已腐蚀零件中引起继发性腐蚀损伤，使叶片的持久强度极限显著降低。因此，即使短期停机，也必须注意采取措施进行防护。

停机后不是立即起动的凝汽式汽轮机，在停机过程中，通过正确操作，使汽轮机停机后机内尽可能保护干燥，这也是常用的防护措施。对较长时间停机的汽轮机（检修、季节性停机等），在不开缸状态下，将汽轮机进、排汽口用盲板封堵使汽轮机本体与蒸汽或凝汽系统分隔开来，避免蒸汽或汽雾进入汽轮机也是必要的防护措施之一，但即使如此，也并不能排除机内出现腐蚀的可能。所以通常采用的防护方式还有：

a) 热空气防护法

热空气防护是一种简单易行且有效降低缸内空气湿度的防护方法。它是通过把热空气鼓进汽轮机来达到降低缸内空气湿度并烘干汽缸内部零件的目的，热空气在吸收汽轮机内部湿气的同时也将汽缸内零部件加热，使它们的温度高于环境温度。热空气尽可能从汽轮机的最低点（如从轴封送汽管接口）鼓入，并从轴封和开启的疏水口或放气口逸出，为确保最远点排出的空气温度要比环境温度高出 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，应对鼓入热空气的流量和温度按需要进行调节。

b) 氮气防护法

汽轮机汽缸内充入惰性气体，通常是用氮气来进行防腐保护。充氮之前，先应使汽轮机内部干燥，然后严密封闭蒸汽和疏水接口，轴封及阀杆穿出处要细心地用密封胶带封好。氮气从排汽缸或一个疏水口引入汽缸，缸内氮气维持大约 $0.5\sim 1\text{mbar}$ 的微压。

充氮防护的汽轮机，在重新起动前，必须把缸内氮气通过置换排除干净。

15.6.10 双联冷油器的使用

15.6.10.1 冷油器初投运

1) 转动两个板式冷油器中间三通切换装置的操作连杆，使三通切换装置上的油流指向器指向运行冷油器。

2) 打开运行冷油器排油气管路放气阀；

3) 当主油泵启动后，观察排油气管路上的窥视窗，当流出的全部为油时，表明板式冷油器已充满油，关闭放气阀。

15.6.10.2 冷油器切换步骤：

- 1) 观察三通切换装置上的油流指向器，确认备用冷油器。

- 2) 打开备用冷油器排油气管路上的放气阀。
- 3) 再打开三通切换装置上的压力平衡阀, 给备用冷油器充油。
- 4) 观察备用冷油器排油气管路上的窥视窗, 当流出全部为油时, 关闭放气阀。
- 5) 转动三通切换阀手柄, 观察三通切换阀装置的油流指向器已完全指向备用冷油器。
- 6) 观察润滑油压正常, 关闭压力平衡阀。

备注: 双联滤油器切换步骤与冷油器基本相同, 操作时一定要确保备用滤油器充满油, 方可进行切换。

15.7 给水泵汽轮机的启、停及运行操作危险点分析

给水泵汽轮机作为主要辅机, 其安全性能直接影响到机组的安全稳定经济运行, 该系统启、停及运行操作危险点分析表如下:

序号	操作项目	危险源、危险点	后果	控制措施
1	启动和停运	a) 喷油。 b) 漏油。 c) 断油。	① 机组跳闸。 ② 烧瓦。 ③ 损坏轴。 ④ 着火。	① 油系统投入时应先启动事故油泵运行10分钟, 充分注油放气, 排尽系统空气。 ② 冲转过程中检查油系统油温、油压正常, 各轴承回油正常。 ③ 及时排查系统异常, 若有跑冒滴漏现象及时处理。 ④ 启动前检查油泵本体正常, 联锁正常, 油压开关正常, 热工保护正常。 ⑤ 排油烟风机保持开启。 ⑥ 有着火风险时候, 应采取必要消防措施。 ⑦ 校核润滑油母管的蓄能器充氮压力正常。 ⑧ 调节开冷水母管压力正常, 防止开冷水压力超限造成的冷油器油侧通道异常。
		a) 油系统进水进汽。	① 油质恶化。 ② 烧瓦。	① 系统投运或者撤出时严格按操作票执行, 特别密封水系统、轴封汽系统相关阀门的操作顺序。 ② 条件许可情况下尽量与主机同步抽真空。 ③ 小机停运后, 条件许可情况下及时停运密封水和轴封汽系统。 ④ 若小机速关阀不严密, 应采取必要措施隔离。 ⑤ 主机真空和轴加风机工况变化时, 做好轴封汽压力监视调整。 ⑥ 小机油箱排油烟风机启动后, 应及时调节油箱负压正常。 ⑦ 做好凝汽器压水查漏的安措, 严密隔离小机疏水系统, 防止凝汽器返水。
		b) 小机超速。	① 断叶片、轴系损坏、飞车等恶性事故。	① 启动前确认 MEH 控制系统及调速系统完好, 主汽阀、调阀严密, 无卡涩。 ② 危急保安装置、转速信号完好, 保护可靠动作。 ③ 超速试验不正常应禁止启动。 ④ 加强油质管理, 监督在线滤油正常开展。 ⑤ 加强小机膜片式挠性联轴器的性能检查和试验。
		c) 水击。	① 通流部分损坏。 ② 叶片或者本体损坏。 ③ 强烈振动, 小	① 加强监视和调整, 保持汽源供汽正常。 ② 做好轴封汽温度的监视和调整, 严格执行轴封汽系统的疏水规定, 确保轴封汽 $> 14^{\circ}\text{C}$ 的过热度。 ③ 正常运行保持后缸疏水阀全开状态。 ④ 经常检查汽源疏水系统投运正确。

序号	操作项目	危险源、危险点	后果	控制措施
			机动静摩擦。	⑤ 确证疏水器、疏水阀、疏水罐投入，保持进入小机汽源的过热度。 ⑥ 后缸喷水应按规定投运和切除。
		d) 调节油油质不合格。	① 造成速关阀卡或调节阀卡。	① 定期化验油质，必要时加滤油机。 ② 严格执行遮断电磁阀定期工作。 ③ 定期进行汽阀活动试验。
2	正常运行	a) 冷油器切换不成功。	① 断油或者油压低。 ② 油温油压剧烈波动。	① 操作严格按照操作票执行，发现异常及时恢复正常运行方式。油系统注油放气，水系统注水放气充分。
		b) 速关阀、调阀卡涩阀芯脱落。	① 指令与反馈偏差大，出力异常甚至超速。	① 定期进行汽阀活动性试验，密切关注相关参数早发现早处理。
		c) 漏油。	① 润滑油压低跳。 ② 调节油压低可能造成小机汽门关闭。 ③ 着火。	① 定期巡查，早发现早处理。 ② 油箱油位变化趋势监视应到位。 ③ 漏油时及时做好消防措施。 ④ 小机停运后条件许可情况下及时停运密封水和轴封汽系统。
		d) 冷却器脏。	① 润滑油温异常。	① 定期切换联系检修清洗。
		e) 汽源过热度低。	① 汽缸水冲击。 ② 强烈振动，小机动静摩擦。	① 加强监视的调整，保持汽源供汽正常。 ② 经常检查汽源疏水系统投运正确。 ③ 确证疏水器、疏水阀、疏水罐投入，保持进入小机汽源的过热度。
		f) 轴封冒汽	① 润滑油进水、油质劣化。 ② 轴承损坏，断油烧瓦。	① 严格按规程调节主机、小机轴封汽压力。 ② 及时进行轴封汽回汽管道的疏放水，防止轴封回汽不畅。 ③ 主机真空及轴加风机运行工况变化时，应做好小机轴封汽压力的跟踪调整。 ④ 加强油质管理，监督在线滤油正常开展。 ⑤ 做好油箱油位监视，经常性进行油箱放水。 ⑥ 运行中应确认排油烟风机正常。

15.8 给水泵汽轮机的一般异常及处理

15.8.1 汽动给水泵组紧急停用

- 泵组突然发生强烈振动，泵内有明显的金属摩擦或撞击声；
- 小机发生水冲击；
- 小机油系统着火无法立即扑灭，并危及到设备安全运行；
- 任一轴承断油、冒烟或轴承回油温度超过 75℃；
- 小机油箱油位下降至最低值，虽加油仍无法恢复时；
- 厂用电中断；
- 给泵发生严重汽化；
- 给泵系统管路破裂，且无法隔离，威胁到人身及设备安全；

- 轴封处冒火花；
- 泵组保护应动作而未动。

15.8.2 给水泵组润滑油压力降低

a) 现象

- 1) 润滑油压力降低并报警。
- 2) 给水泵组各轴承温度上升。

b) 原因

- 1) 压力油管漏油。
- 2) 润滑油泵工作失常。
- 3) 汽泵润滑油泵或电泵辅助油泵出口逆止阀不严。
- 4) 润滑油滤网脏堵。
- 5) 溢流阀故障。
- 6) 油箱油位太低或油质不合格。

c) 处理

- 1) 发现润滑油压力不正常下降时，应立即查明原因，设法提高油压。
- 2) 若给水泵汽轮机润滑油压力降至0.1MPa，检查相应的备用油泵应自启，否则立即手动启动，维持油压正常。
- 3) 若备用油泵出口逆止阀不严，通知检修处理。
- 4) 油滤网前后压差大报警，应切至备用油滤网运行，并通知检修清洗滤网。
- 5) 若油系统大量漏油，应采取措施隔离，无法隔离时应故障停泵，并做好防止着火安全措施。
- 6) 若小机润滑油压力降至0.07MPa，直流油泵应自启动，否则立即手动启动。若小机润滑油压力降至0.07MPa，检查小机跳闸，按小机跳闸处理。
- 7) 若电泵润滑油压力降至0.08MPa，电泵应跳闸，否则应紧急停泵。
- 8) 润滑油压降低时，应严密监视各轴承振动、温度、油流等情况，当出现异常时应紧急停泵。

第 16 章 闭式循环冷却水系统

16.1 概述

闭式循环冷却水的功能是向汽轮机、锅炉、发电机的辅助设备提供冷却水。该系统为闭式回路，用开式冷却水系统中的水流经闭冷器来冷却闭冷水。闭式循环冷却水泵输送介质（除盐水）取自除盐水或凝结水，该介质（除盐水或凝结水）经闭式循环冷却水泵加压，经闭冷器后送至各冷却设备，再返回闭式循环冷却水泵入口，形成闭式循环冷却水系统。该系统的补水来自闭式循环冷却水膨胀水箱。在闭冷器中，闭式冷却水的压力高于开式冷却水的压力。闭式膨胀水箱下水管位于闭式循环冷却水泵进口母管上，其作用是使系统压力维持在高于开式循环冷却水压力的水平上，适应系统的热膨胀要求。闭式循环冷却水系统能满足除水环式真空泵外的所有主厂房内的主、辅机设备的冷却用水。

闭式循环冷却水系统的工作压力为0.4~0.8MPa，最高温度为38℃，闭式冷却水及补充水源为除盐水。设计压力1.0MPa.g。

16.2 系统组成

本系统设有两台100%容量的闭式循环冷却水泵、两台100%容量的闭式水热交换器（板式）、一台5m³闭式循环冷却水膨胀水箱。闭式泵出口的水经板式换热器冷却后，主要供凝结水泵机械密封冷却器、凝泵轴承冷却水、EH油及密封油冷却器、定冷器、电泵电机空冷器、给水泵机械密封冷却器、空预器轴承冷却器、一次风机、送风机及引风机轴承及电动机等设备冷却用。

闭式循环冷却水先经闭式循环冷却水泵（汽机房零米）升压后，至闭式水热交换器，被开式循环冷却水冷却之后，经闭冷水母管压力调节阀，至各冷却设备，然后从冷却设备排出，汇集到冷却水回水母管后至闭式循环冷却水泵入口。高位膨胀水箱设置在26m高加平台，膨胀水箱管路接至闭冷泵入口管道，通过静压差起到补充闭冷水系统的作用。膨胀水箱水源来自凝结水或除盐水。

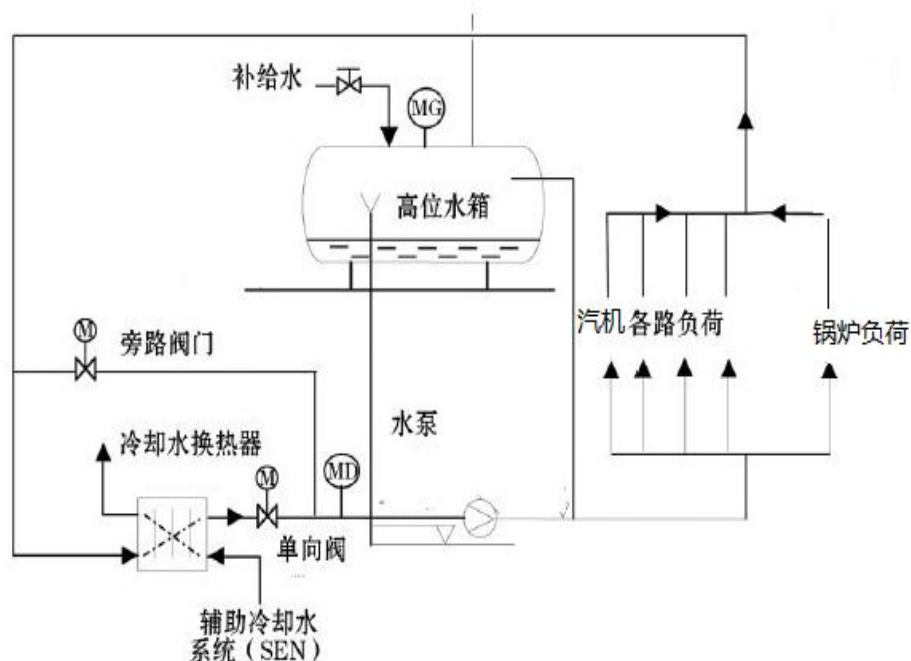


图16-1 闭式循环水系统

闭式冷却水水质资料如下表：

系统名称	工作压力 (MPa.g)	设计压力 (MPa.g)	设计温度 (℃)	水质	电导率 25℃	硬度 (以 CaCO ₃ 计)	SiO ₂
闭式循环 冷却水	0.6	1	38	除盐水	0.1μs/cm	≈0	20μg/L

16.3 主要设备功能及规范

16.3.1 闭式循环冷却水泵

a) 闭水循环冷却水泵技术规范

型号：OTS200-420A

型式：卧式双吸离心式

流量：650t/h

扬程：50mH₂O

水泵入口水温：45℃

泵入口压力：~0.26 MPa

必需汽蚀余量(3%NPSH)：5.0 m

泵转速：1450r/min

效率：84 %

轴功率：105.3 kW

进口法兰公称压力/公称直径 1.6MPa / DN250

出口法兰公称压力/公称直径 1.6MPa / DN200

数量：2 台（每台机组），一用一备

b) 闭式冷却水泵配供电机技术参数

制造厂：江苏大中电机股份有限公司

型号：YE3-315M-4

额定功率：132 kW

额定电压 380V

额定转速 1480 r/min

防护等级 IP55

16.3.2 闭冷器

a) 技术规范

型号：SH304-M10-89

型式：板式热交换器

数量：每台机组2 台

安装方式：并联安装

连接型式：壳体连接 焊接连接

管板与水室连接 螺栓连接

管子与管板连接 胀焊连接

裕量：10%

b) 主要部件材质

板片 TP316L（原装进口）

导杆 碳钢

压紧板 Q235B

法兰、端盖材料：

c) 设备参数表

序号	项 目	单 位	参 数	备 注
1	加热器型号		SH304-M10-89	
2	外型尺寸（长×宽×高）	mm	1674×1008×3117	
3	被冷却水侧设计温度	℃	20/80	
4	被冷却水侧设计压力	Mpa	1.0	
5	被冷却水侧试验压力（MPa）	Mpa	1.3	
6	冷却水侧设计温度	℃	20/80	
7	冷却水侧设计压力	Mpa	1.0	
8	冷却水侧试验压力（MPa）	Mpa	1.3	
9	闭式循环水的流量	t/h	600	最大
10	设计工况闭式水进/出口温度	℃	43/37	
11	额定工况闭式水进/出口温度	℃	43/37	
12	开式循环水流量	t/h	600	最大
13	设计工况开式水进/出口温度	℃	33/39	
14	额定工况开式水进/出口温度	℃	33/39	
15	被冷却水侧压降	MPa	0.07	
16	冷却水侧压降	MPa	0.07	
17	对数温差	℃	4	
18	换热器加热面积	m ²	254.8	
19	污垢系数	m ² K/W	0.023	
20	设计余量	%	10	
21	介质设计流速	m /s	2.38	
22	热负荷	KW	4177	
23	总的传热系数	W/m ² ℃	4098	
22	板片数量	片	89	
23	板片材质		316L	
24	管板尺寸及壁厚	mm	0.5	
25	设备的净重	Kg	3967.7	
26	设备充水重	kg	4777.8	
27	接管口径		DN300	

16.4 运行限制值、系统联锁保护

16.4.1 闭冷泵启动允许条件

- a) 闭冷水箱水位 > 1000mm。

- b) 闭冷泵电机轴承温度不高。
- c) 闭冷泵进口电动阀开。
- d) 闭冷泵出口阀关或另一泵运行且该泵无跳闸条件。
- e) A 或 B 闭冷器进出水电动阀全开。
- f) 闭冷水母管压力调节阀开且调节阀开度 > 10%以上。

16.4.2 闭冷泵自启动条件

- a) 联锁投入，运行闭冷泵跳闸。
- b) 闭冷泵出口母管压力 $\leq 0.5\text{MPa}$ ，延时1s。

16.4.3 闭冷泵跳闸条件

- a) 闭冷泵启动 $\geq 60\text{s}$ ，出口阀关闭。
- b) 闭冷水箱水位低至600mm，延时1s。
- c) 闭冷泵电机轴承温度 > 90℃，延时10s。
- d) 闭冷泵进口电动阀关。

16.4.4 闭冷泵进出水电动阀联锁

- a) 闭冷泵启动联锁开启出水电动阀。
- b) 闭冷泵停运联锁关闭出水电动阀。
- c) 闭冷泵出水电动阀全关，允许关其进口电动阀

16.4.5 闭冷水箱水位高低报警

高位膨胀水箱水位高于 1800mm 或低于 1000mm 报警。

16.5 启停和运行操作危险点分析

16.5.1 启动前的准备

- a) 确认闭冷水系统中所有放水阀关闭。
- b) 对闭冷水系统完成注水放气工作，闭冷器一台投入运行，一台备用，并至少投入一组闭冷水用户运行以确保系统的畅通。
- c) 系统注水结束，水质合格后，将闭式膨胀水箱水位补至正常，并投入补水自动。

16.5.2 闭冷水系统启动

- a) 检查闭冷泵进水阀在全开位置，出水阀在关闭位置。
- b) 启动一台闭冷泵，注意启动电流及回小时间，检查泵组振动、声音、出口压力，轴承温度，进口滤网前后压差，闭式膨胀水箱水位正常。
- c) 投入闭冷水母管压力调节自动，检查闭冷水母管压力正常，系统无泄漏现象。
- d) 开启备用泵出口阀，注意泵不应倒转，投入闭冷泵联锁。

16.5.3 闭冷水系统运行维护

- a) 检查闭冷水系统管道、设备无泄漏。
- b) 检查闭式膨胀水箱水位及自动补水应正常。

- c) 检查运行泵电流、振动、声音、出口压力，轴承温度，进口滤网差压正常，闭冷泵联锁投入。
- d) 检查闭冷器闭冷水出水温度及自动调节应正常。若闭冷器脏堵，应投运备用闭冷器，再隔离原运行闭冷器，然后通知检修清理。清理结束后应对该闭冷器壳、管侧充水放气后再转为备用。
- e) 检查闭冷水母管压力及自动调节正常，若各用户用水量均较大，可启动备用闭冷泵并列运行，以满足用户需要。
- f) 根据季节或闭冷水温度，投入两台闭冷器并列运行。
- g) 完成定期切换及试验工作且应正常。

16.5.4 闭冷水系统停止

- a) 确认闭冷水用户均停用，满足停运条件。
- b) 解除闭冷泵联锁。
- c) 停闭冷泵，检查出水阀自动关闭。
- d) 将闭式膨胀水箱补水切至手动。
- e) 当开冷水系统停运后，关闭冷器开冷水出水阀。
- f) 若闭冷水系统需检修，则对有关设备及电动阀停电，切断气动阀气源，系统隔离，放尽存水后，方可进行检修工作。

16.5.5 运行操作危险点预控

序号	操作项目	危险源、危险点	后果	控制措施
1	启动	① 闭冷泵未注水放空。	泵打不出水，泵体过热。	泵启动前须注水放空气。
		② 闭冷泵启动电流大。	长时间运行造成泵及电机烧损。	① 泵和电机启动前常规检查，如启动后发现电流大，应停用检查。 ② 采用关阀启动。 ③ 防止电机缺相运行。
		③ 闭冷泵频繁启动。	电动机烧毁。	① 严禁转动机械多次重复启动。鼠笼式电动机在正常情况下，允许冷态启动两次，但间隔不小于5min，否则要在30min后启动。只有在事故处理时，启动时间不大于2~3s的电动机才允许多次启动一次，否则要在30min后启动。
2	正常运行	① 闭冷水公用用户切换。	① 闭冷水箱低水位。 ② 闭冷水压力波动或用户供水中断。	① 正常运行中公用用户切换要保证两闭冷水系统压力相近，水箱水位正常，采用先开后关的方法，注意切换时的闭冷水压力正常。 ② 事故切换采用先关事故侧闭冷水进出阀门，再开正常侧闭冷水进出口阀门的方法。
		② 正常闭冷水泵的切换。	① 闭冷水压力下降。 ② 供水中断。	① 采用关阀停泵的方式，防止逆止阀不严造成闭冷水压力下降。 ② 先启备用泵，检查压力电流正常后停运行泵。
		③ 闭冷泵超负荷运行。	① 电动机过负荷烧毁。 ② 减少设备使用寿命。	① 严格控制电流在规定范围内，严禁超负荷运行。 ② 定期进行设备倒换。
3	停用	① 泵出口逆止阀不严。	泵倒转和损坏。	关阀停泵。

16.6 一般异常现象及处理

16.6.1 运行泵故障跳闸

- a) 现象
 - 1) 闭冷泵故障报警，运行泵电机电流到零
 - 2) 闭冷泵出口母管压力降低
 - 3) 闭冷水用户被冷却设备温度上升。
- b) 原因
 - 1) 运行泵电机轴承温度高、线圈温度高或电源故障。
 - 2) 闭冷泵进出水电动阀误关。
 - 3) 闭式膨胀水箱水位低低。
- c) 处理
 - 1) 运行泵跳闸，备用泵应自启动，否则应手动启动。
 - 2) 检查泵出口母管压力应维持正常。
 - 3) 检查泵组跳闸原因，有异常联系检修处理。

16.6.2 闭式膨胀水箱水位低。

- a) 现象
 - 1) 水位降至低值时，联锁开启水箱补水阀
 - 2) 闭式膨胀水箱水位低报警
- b) 原因
 - 1) 水位自动调节失灵
 - 2) 凝结水压力低
 - 3) 闭冷水系统泄漏严重
- c) 处理
 - 1) 如水位自动调节失灵应手动调节水箱水位正常。
 - 2) 如闭冷水系统泄漏，则设法隔离泄漏点，如因泄漏而压力维持不住。可酌情降负荷，减少闭冷水用户，同时严密监视各用户温度。
 - 3) 如凝结水压力低，则开启除盐水向闭式膨胀水箱补水。

16.6.3 闭冷水母管压力低

- a) 原因
 - 1) 泵入口滤网堵或进、出口阀位置不正常。
 - 2) 运行泵组异常，出力降低。
 - 3) 闭冷水系统泄漏。
- b) 处理
 - 1) 备用泵启动后，检查出口母管压力应恢复正常。
 - 2) 检查滤网压差，如压差增大，则联系清洗，或更换滤网。
 - 3) 全面检查闭冷水系统，如有泄漏，则设法隔离泄漏点。
 - 4) 如两台泵运行，而出口母管压力仍持续下降，无法处理时则申请故障停机。
 - 5) 如闭冷器泄漏，则切换闭冷器。

第 17 章 辅机循环冷却水系统

17.1 概述

辅机冷却水系统主要为主机冷油器、给水泵小机冷油器、发电机氢气冷却器、机械真空泵、磨煤机电机及油站和闭式水热交换器等设备提供冷却水。冷却水来自供水专业辅机冷却水系统，经设备吸热后排至机力通风塔进行冷却。系统设一根 $\phi 630 \times 9$ 的循环水冷却水进水管和一根 $\phi 630 \times 9$ 的排水管。主厂房内冷却水系统不设升压泵，该系统进水管上设有电动旋转滤网及进出口电动蝶阀及旁路阀。

开式循环冷却水系统的工作压力为 0.4~0.6MPa(g)，最高温度为 33℃，开式循环冷却水为鸭子荡水库水，补充水源为煤矿疏干水。设计压力 1.0MPa.g。

17.2 系统组成

17.2.1 系统组成

本工程辅机冷却水系统采用带机械通风湿冷塔的再循环供水系统，供水方式为扩大单元制。辅机冷却水系统2台机组配3台辅机冷却水泵，3段机械通风冷却塔，1根 DN700 的压力进水母管及1根 DN700 的压力排水母管，共用1座辅机冷却水泵房。冷却后的水由辅机冷却水泵升压后送至主厂房供辅机冷却，升温后的水再返回机械通风冷却塔冷却，循环使用，每台机组进水管设置一台电动滤水器，可在线不间断对开式循环水进行过滤排污。

17.2.2 开式循环冷却水系统图

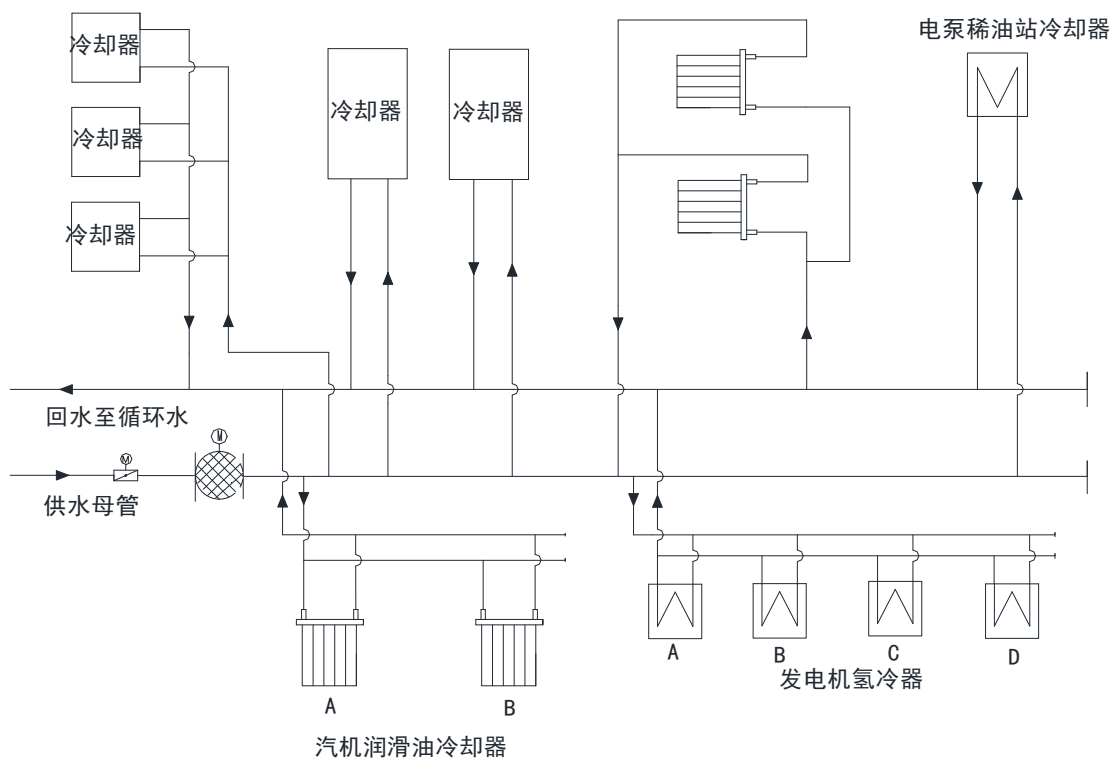


图17-1 开式辅机冷却水系统图

开式冷却水特性（下表中数据需考虑 1.5 倍的浓缩倍率）：

序号	项目	水质控制指标
1	PH	7.0~8.5
2	SS	≤10mg/L
3	浊度（NTU）	≤5NTU
4	BOD	≤5mg/L
5	COD	≤30mg/L
6	铁	≤0.5mg/L
7	锰	≤0.2mg/L
8	Cl ⁻	≤250mg/L
9	钙硬度	≤250mg/L
10	甲基橙碱度（以碳酸钙计）	≤200mg/L
11	NH ₃ -N	≤5mg/L
12	总磷	≤1mg/L
13	溶解性总固体	≤1000mg/L
14	游离氯	末端 0.1~0.2mg/L
15	石油类	≤5mg/L
16	细菌总数	≤1000 个/ml

17.3 主要设备功能及规范

17.3.1 机力通风冷却塔

开式冷却水系统采用水质较差、流量较大的水库水及煤矿疏干水作为工质向闭冷水热交换器、主机润滑油冷却器以及真空泵冷却器等设备提供冷却水，冷却各设备后排至机力通风塔进行冷却循环。开式循环冷却水的补水水质满足工业循环冷却水水质要求，循环水最大浓缩倍率为 2.5 倍。

工业型机械通风蒸发式冷却塔，采用机械式轴流风机驱动冷却所需的冷空气流，与循环热水经配水系统喷嘴分成的细小水流，在相反方向流动进行热交换。其过程如下：将所需冷却的水通过水泵压到冷却塔上部，在通过配水系统的喷头均匀地喷洒到填料上，使热水从填料上部落下，此时，风机运行而产生的抽力使不饱和空气从塔下部上升进入塔内填料区域，在填料间隙中向上流动，不饱和空气与热水进行热交换，空气将热量向塔外传递，从而使塔内水温降低，达到降温之效果。

17.3.1.1 机力通风冷却塔技术规范：

塔的型式：矩形、组合式、钢筋砼结构、机力通风、逆流式冷却塔。

塔体尺寸及布置方式：二台机组共配置 3 段冷却塔。塔布置方式为三台一列式，冷却塔为风机强制通风，双侧进风，一侧进水。

单格塔的轴线尺寸：11.4 m× 11.4m，3 段塔为一组。

塔体高：10.10m （从水池水面至顶板顶面）。

冷却塔供水高度：6.65m （自塔池水面算起）。

冷却塔水池深度 2.3 m(塔水池水面标高为±0.00m,水池顶标高为+0.30m,水池底标高为-2.00m,)。

17.3.1.2 热力性能

循环水量：总循环水量 6000 m³/h

单格塔循环水量：2000 m³/h

冷却塔最高进水温度：39℃

冷却塔出水温度： 33 ℃

在夏季频率为 10%气象条件下冷却塔的热负荷：湿球温度 23.5℃，干球温度 27.2 ℃，相对湿度 55.5%，大气压力 917.8 hPa, 风速 1.0 m/s 时，单格塔的循环水量为 2000 m³/h，设计冷却塔出水水温 33℃，进出冷却塔的水温差 $\Delta t=6^{\circ}\text{C}$ 。

在上述设计参数基础上，塔群等产生的热风回流影响按不小于 1 ℃考虑。

冷却塔型式为开式抽风逆流式机械通风冷却塔，形状为矩形，配水系统为管式压力配水。正常工况下 2 段冷却塔运行，1 段备用，夏季可 3 段同时运行，冬季可 1 段冷却塔运行，2 段备用，当某一段塔检修时，备用段可立即投入运行。

进塔水压：冷却塔内所需要位置水头、配水系统水头损失及喷头所需的压力三项之和，不应超过 10 m，以便与循环水泵或辅机冷却水泵能很好地配合使用。

17.3.1.3 机力通风性能参数：

项目	单位	数值	备注
冷却塔塔型	钢筋混凝土框架结构		
塔群布置	三格一组一列布置		
风机台数（套）	3		
冷却塔结构形式	全砼结构		
设备型号及规格	JT-NS-2000		
单塔正常设计冷却水量	m ³ /h	2000	
最大冷却水量	m ³ /h	2200	
冷却能力		110%	
运行负荷范围		70~110	
淋水密度	m ³ /(m ² ·h)	15.3894	
淋水段风速	m/s	1.45	
塔总阻力	Pa	54	
进塔水温度	℃	39	
出塔水温度	℃	33	
设计温差	℃	6	
单塔淋水面积	m×m	11.4×11.4	
进风口高度	m	2.0	
风筒高度	m	2.0	
进水管公称直径	mm	DN250	
进水管根数	根	6	
要求进口水压	mH ₂ O	1.5	以进水管中心为基准
进水管相对标高	mm	5700	
进水管所需水头	m	7.5	
风机型号		LF-60	
电动机功率	kW	55	
风机数量	台	3	
风机风量	m ³	680000	
风机全压	Pa	85	
叶轮直径	mm	6000	
叶轮转速	r/min	165	
单台叶片数量	片	8	
相对湿度	%	86	
气水比		0.3389	
设计交换数		1.0624	
飘水率	%	0.001	

风机旋转方向		顺时针(从上往下看)	
风机厂家		上海尔华杰	或保定螺旋桨厂
减速箱型号		MSRL250-8.97	
速比		8.97	
减速箱厂家		上海尔华杰	或保定螺旋桨厂
配套电机型号		YP250M-4-W	
电机电压	V	380	
频率	Hz	50	
电机冷却方式		空冷	
电机防护等级		IP56	
电机绝缘等级		F 级	
配套电机功率	kW	55	
电机效率	%	98	
电机厂家		上海 ABB 电机	或江苏大中、无锡华达
变频器型号		与电机配套	
变频器额定容量	kW	55	
变频器频率范围	Hz	20~50HZ	
变频器过载能力		110%	
变频器频率分辨率	Hz	0.015~0.5Hz	
变频器效率	%	100	
配水管规格	mm	300	
喷头型号		三溅式	
填料型式		薄膜式	
填料波型		S 波	
片材厚度	mm	0.4±0.03mm	
填料高度	m	1.5	
填料体积	m ³	194.94	
填料重量	t/台	4.3	
填料平片所选品牌		金坛塑料厂	
填料热力特性		10900	
填料阻力特性		25	
收水器型式		加筋弧形收水器	
收水器高度	mm	120	
片材厚度	mm	约 0.8	
单塔外形尺寸(长×宽)	mm	11.4×11.4	
塔体自重	kg	15000	
运行重量	kg	37000	
整机寿命	年	30	
易损件寿命	年	1	
设备质保期	月	12	
叶轮/减速箱维修起吊重量	kg	710/570	
单塔标准点噪声	dB (A)	80	

17.3.1.4 主要设备及构成

本机冷却塔由塔体、风筒、风机、导流装置、配水系统、收水器、淋水填料及填料承托架等组成。

如图 17-2 所示,各部件的主要功能结构为:

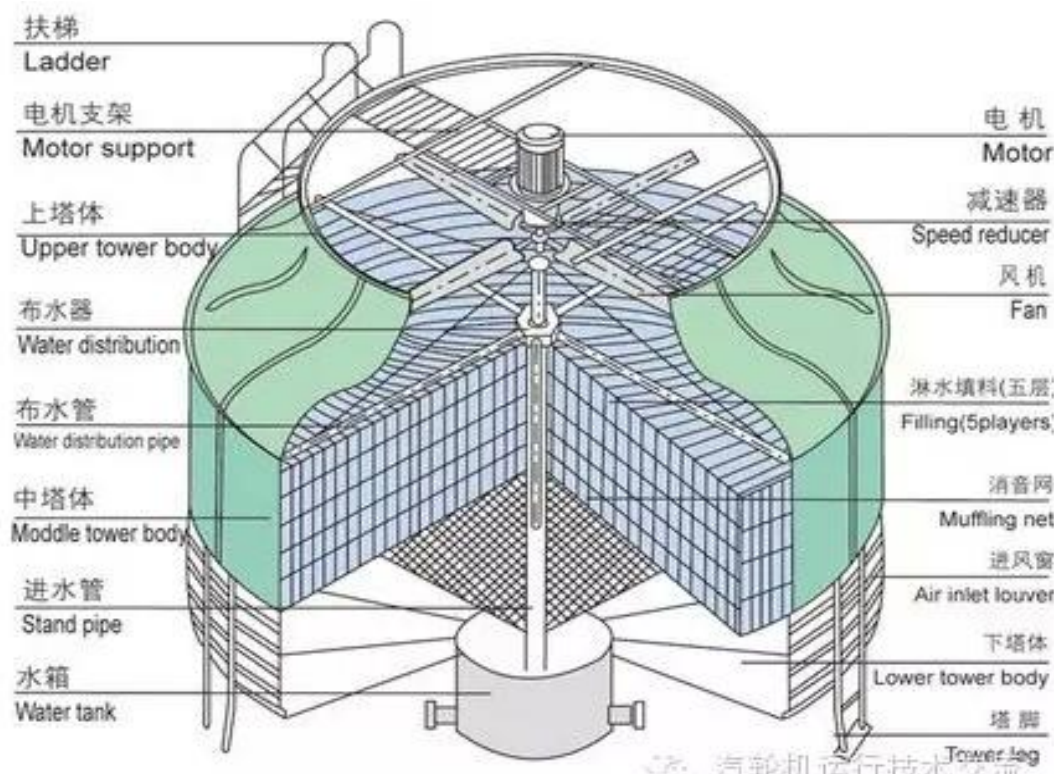


图 17-2 机力通风冷却塔结构图

a) 风筒:

冷却塔玻璃钢风筒材料为阻燃型，氧指数 ≥ 25 。冷却塔的噪声应符合国家对冷却塔噪声测试的有关标准。风筒内壁的适当部位采用吸音棉填充，以吸收风机工作时的部分运行噪音，从而降低风筒出风口噪音。

导流装置上口与风筒收缩段采用弧顺接合，下口设置支撑点，导流装置迎风面光滑、平整、产品无气泡、无分层、无裂痕，纤维不外露，加工断面应加封树脂。

b) 淋水填料

淋水填料为 S 波薄膜型塑料填料，材质应为低温阻燃型亲水性 PVC，不允许添加再生料。淋水填料组装块应能承受一定的荷载 而不变形；

c) 淋水填料支撑:

淋水填料为玻璃钢网格支撑式，填料支承架采用拉挤热固化一次成型的玻璃钢拉挤型材，材质采用耐锈蚀支架，填料支承架设计承载力必须达到 $1000\text{kg}/\text{m}^2$ 以上。玻璃钢托架使用年限不少于 30 年。

d) 配水装置

1) 主配水管采用钢管，需进行防腐。设计时应考虑冬季防冻、布水均匀等，配水管采用 U-PVC 管；可确保在 -32.0°C 气温（本地区极端最低气温）和 45°C 气温（本地区极端最高气温）的条件下，能安全使用；

2) 所有紧固件及悬吊件应采用不锈钢材质；

3) 喷头为旋喷型，材质为 ABS 工程塑料喷头和配水管采用法兰连接。

4) 配水系统的布置配水均匀，保证 90% 以上的喷头出水量误差在 5% 以内，其余 10% 的喷头出水量误差在 10% 以内。喷溅装置应在负荷 $>130\%$ 时仍可正常工作，70% 负荷时布水均匀。

e) 除水器

除水器为波形型（加筋弧型）除水器，除水器片材材质为改性 PVC，加入进口碳黑，具有抗紫外线、

阻燃、耐腐蚀、抗老化性能，正常使用年限不低于 20 年。收水器片材厚度 $\geq 0.9 \pm 0.1\text{mm}$ ，收水器的收水效率 $\geq 99.98\%$ ；

f) 风机及配套电动机(包括减速器，传动轴和变频器)

冷却塔的配套风机为冷却塔专用轴流风机，采用变频控制。风机叶片为机翼型，材料采用玻璃钢，叶片片数 6 片，风机叶片角度可调，各叶片间应具有互换性。

风机安装于冷却塔的顶部，电动机安装于风筒外，为水平连接。配置的电动机额定电压 380V，频率为 50Hz，功率因数为 0.9，效率 $\geq 94\%$ ，绝缘等级为 F 级，温升为 B 级，防护等级为 IP56。

风机在低速运行时具有反转功能，以利用塔内热空气，消除进风口处的冰幕；风机传动轴采用不锈钢或碳纤维传动轴。

17.3.2 辅机循环冷却水泵

17.3.2.1 水泵：

型式：卧式双吸离心泵

型号：KQSS500-M17/432

流量 $Q= 2700\text{m}^3/\text{h}$

扬程 $H= 46\text{ m}$

效率 $\eta = 85\%$

轴功率= 392kW

必需汽蚀余量 $\text{NPSHr} \leq 7.6\text{m}$

运行水温 $\leq 40^\circ\text{C}$

泵体设计压力/试验压力 1.0MPa

关闭压头 66m

轴承座处振动保证值（双振幅值） $\leq 0.05\text{mm}$

制造厂家：上海凯泉泵业（集团）有限公司

17.3.2.2 配套电动机

电机型号： YXKK400-4

电动机功率 450kW

额定电压 6000V

额定电流 52.9A

功率因数 0.86cos θ

效率 95.1%

额定转速 1480r/min

防护等级 IP54

绝缘等级 F

堵转电流/额定电流 6.5

轴承座处振动幅值 $\gt 0.051\text{mm}$

轴承型式 滚动轴承

冷却方式 空冷

17.3.2.3 主要部件材质表

序号	零件名称	材料名称	标准代号	使用寿命（年）
1	泵壳：	铸钢	ZG25	30
2	叶轮：	不锈钢	304	30
3	泵轴：	合金钢	40Cr	30
4	轴套：	不锈钢	304	15
5	机械密封	石墨、硬质合金		>8000 小时
6	出口法兰	铸钢	ZG25	30
7	出口法兰配套螺栓螺母	碳钢	35	30
8	地脚螺栓螺母	碳钢	35	30
9	对轮	铸钢	ZG25	

17.3.3 电动滤水器

17.3.3.1 型式(或型号)及用途：

型式：自动反冲洗电动滤水器

型式(或型号)：ZLSQ-600

用途：用于过滤和清除循环水中的污物。

17.3.3.2 设备参数

- (1)出口直径： 630×9 mm Q235B
- (2)入口直径： 630×9 mm Q235B
- (3)型式： 出入口水平，法兰连接
- (4)水量：2350t/h
- (5)最大工作压力：1.0 MPa (6滤芯网孔：≤ 4 mm)
- (7)运行水阻：≤250mmH₂O (排污时水阻≤280mmH₂O)
- (8)电动机规范：380V/50Hz/IP54
- (9)数量：1台/机组
- (10) 冷却水设计温度： 最高33℃

17.3.3.3 主要数据表

序号	项目	单位	数值	备注
1	壳体外径×壁厚	mm	Ø1016×8	
2	高度	m	3.21	
3	网孔直径	mm	4	
4	通流水量	t/h	2350t/h	允许通过的最大水量大于 2700t/h，此时仍能保证设备的安全
5	流速	m/s	2.3	
6	滤水器水阻	mmH ₂ O	≤250	
7	通流倍率	倍	4.6	
8	运行水阻	mmH ₂ O	≤250	(排污时水阻 ≤ 280mmH ₂ O)

9	反冲洗转子的电动执行机构参数		kW	1.5	
10	排污阀的电动执行机构参数		kW	0.12	
11	反冲洗时间间隔		h	1-99（可调）	
12	反冲洗时间		min	1-15（可调）	
13	反冲洗动作时压差控制值		kPa	2.5~5	
14	配套阀门规格型号			DN100 1.0MPa	
15	壳体重量		kg	2050	
16	各接口法兰公称压力	进口	MPa	1.0	
		出口	MPa	1.0	
17	各接口管规格 ($\Phi \times S$)	进口	mm	$\Phi 630 \times 9$	
		出口	mm	$\Phi 630 \times 9$	

17.3.3.4 工作原理

ZLSQ 型电动滤水器由罐体、过滤单元、自动控制机构、反冲洗机构、电控箱、减速机、电动蝶阀、差压控制器、可编程控制器等组成。罐体内的分水板将其内腔分为浊水腔和清水腔，分水板上安装有多个过滤单元，待过滤的浊水经入口进入浊水腔，又经分水板孔进入过滤单元的内腔，直径大于过滤单元小孔的杂质被截流，清水穿过小孔到达清水腔，所有过滤单元滤过的水在清水腔内汇合，最后从出口送出。

当杂质在过滤单元内积累到一定厚度时，会使浊水腔与清水腔产生压力差。这时可由差压控制器自动控制反冲洗机构启动，进行自动反冲洗将杂质除去。根据用户的清污要求，通过其自动控制机构来实现自动控制、手动控制滤水器的清污、排污。它的清污、排污过程不影响正常供水。正常过滤状态时，电动排污阀关闭、电动减速机不启动；当满足设定的清污、排污工况时，排污阀打开，滤水器电动减速机启动，带动不等臂的两个排污叉管转动，使其上面两管口与被冲洗的过滤单元相连通，附着在过滤单元上的污物借助滤水器内部的部分过滤后的清污水反冲，经叉管下面的电动排污阀排入集水井。

ZLSQ 型电动滤水器清污、排污的两种工况：

a) 定时清污：PLC 可编程控制器可设定动作时间范围为 0~99 小时，当达到设定时间时，滤水器排污阀开启，减速机启动，滤水器进行清污、排污。

b) 差压控制清污：当切换开关置于自动位置时，本机处于自动工作状态，差压控制器的差压值和切换差都可由用户设定。差压设定范围是 0.02~0.16MPa。切换差设定范围是 0.025~0.04MPa。具体设定方法是：用户根据管路所能允许的压力降，设定差压值和切换差。反冲洗时间由 PLC 可编程控制器设定其设定范围是 0~1800 秒。当差压值达到设定值时，主电机启动，同时排污阀打开，开始反冲洗；当差压值下降值达到切换差或反冲洗时间达到设定时间，主电机停止，排污阀关闭，反冲洗即停止。

可在现场操作箱（屏）上的按钮使滤水器的排污蝶阀开启，减速机启动，滤水器进行清污、排污。定时清污与差压控制清污两种控制方式是并列运行的。

17.3.4 冷却器

冷却器规范见各用户系统介绍。

17.4 机力通风冷却塔的运行及维护

17.4.1 风机调试启动

17.4.1.1 启动前检查：

（1）检查塔体安装情况，注意扶梯、踏脚、走道安全使用的可靠性，并清扫下塔体或水池的垃圾、杂物，清洗管路系统。

(2) 检查布水系统工作状况,对于圆塔,观察布水孔安装角度是否一致,转动是否灵活,拉杆是否拉紧;对于方塔,检查喷嘴有无缺损,脱落。

(3) 检查风机端部与上壳体是否出现卡壳现象,叶片安装角度是否一致,安装是否对号,各连接螺栓应拧紧,无松动现象。

(4) 检查减速器油是否符合规定要求,油位是否在标准线上,油路是否通畅,减速器螺栓有无松动。

(5) 人工盘动风机叶片,检查运转是否灵活,有无异常声响;若是皮带减速器,应检查皮带松紧度和涨紧装置是否正常。

(6) 检查各系统的标记是否完整,测试仪器应配备齐全,如电流、电压表、进出水温度计、湿球温度计等。

(7) 检查监控所需电气仪表配备是否正确齐全。

(8) 点动电机,检查风机转向(从上往下应为顺时针旋转)。

(9) 水泵启动前的准备和检查工作按运行规程执行,要逐渐开大水泵出口门,防止水量过大压塌底盘。

(10) 大型冷却塔应特别注意电机、减速器支座的连接状况。

17.4.1.2 启动

(1) 启动辅机循环冷却水泵,检查每台塔的水表或压力表,调节进塔水流量,使其控制在正常范围内(90%~110%)。

(2) 启动风机电机,注意有无异常声音,若无,待风机正常运转一小时后,检查减速器油位情况,观察冷却塔振动状况,并记录电流、电压值。

(3) 检查淋水填料下方是否有成股流下。

17.4.2 关闭程序

正常关闭时,应先停风机,然后关供水阀;在冷季节期间,应注意阀门绝对密封不漏,否则,即使很小的泄漏也能致使在填料系统等上结冰,引起填料坍塌等结构进一步破坏。

17.4.3 运行维护注意事项

1) 冷却塔进水必须干净整洁,严防安装、维修时有残留的铁渣、污垢、杂物存在,以免卡住堵塞管道或喷头,对损坏的布水管、喷头应予以更换。

2) 循环水的悬浮物含量,一般控制在 50 mg/l 以下,浑浊浓度增大时,应适当地进行过滤或用其它水质处理剂进行处理,严防长期运行结垢生苔。

3) 电机端盖中保持每年加油一次;减速机严防无油(低油位)运转,并要经常注意添加(卧式传动使用 N0150#重负荷工业齿轮油,)连续运行半年后应更换新油。检查油路系统是否渗漏,传动轴、联轴器弹性圈,摩擦片无损坏,应及时更换。调整螺栓处加油脂防护。

4) 风机系统如发现异常现象,应立即停机检查,排除故障,叶片应视实际冲刷磨损情况决定是否返修,保证冷却塔处于良好的运行状态。

5) 冷却塔在使用过程中,如发现水量损失过多,应及时采用手动补给装置来补充水,另外检查收水器有无破损,水池渗漏情况等。

6) 要求每年将塔内外清洗一次,防止污物积聚影响进出水畅通。

7) 在启动冷却塔时先开动风机,然后再进水以免先开布水再开风机后造成电机电流负荷过载,引起损坏,冷却塔停运时先关热水,在停风机,如进入冬季冷却塔停止运行时应将管道内的水放空检修保

养，并做好防潮措施。

- 8) 调整风机时严禁用锐器在叶片表面敲击，叶片上严禁人员攀附走动。
- 9) 冷却塔的性能受冷却水量和风量的影响，应经常注意冷却水进出的温度。
- 10) 检查减速器润滑油是否在油标的标准线上，减速器有无异常声响和振动，否则应停车处理。
- 11) 运行期间要监视好电流、电压、进塔水压、进出水温、湿球温度等。
- 12) 冷却塔系易燃品，塔顶塔内不能电焊，风焊。防止电焊渣掉入塔内引起燃烧。
- 13) 电机、减速器运行过程中，油温不得超过 90℃，温升不得大于 40℃。

14) 冷却塔作为一种重要设备，做好有关气象、水量、进出水温、减速器振动、油位、油温、电流、电压、噪声等指标值的检查记录。

15) 运行中应定期检查机力塔布水是否均匀，进风窗溅水及出风口漂水情况；填料底部的落水是否均匀，某些部位有否出现急流水柱，如有说明该处上部相应位置的喷头已掉落，或有其他缺陷。

17.4.4 常见故障及排除

故障	故障原因	排除方法
配水不均匀	管道、喷头出口有杂物	清除喷头出口杂物
	喷头脱落	重装喷头
	喷头出口压力太低	提高水压力
出水温度过高	循环水量过多	调节循环水量
	风量不足	调整叶片角度，检查填料等是否有堵塞
	进水温度、环境温度偏高	检测相应参数
风机有异常振动	安装螺栓松动	重新调整紧固
	风机叶轮不平衡、轴弯曲	重新校正平衡，更换轴
减速箱发出异常声音	齿轮磨损	调整齿轮
	轴承损坏	调换轴承
	齿轮箱缺油	加工业齿轮油致标准点
减速箱漏油	新塔磨合期	运行一周内属正常，运行一周后应更换新油，检查油封，决定是否更换、密封接口处
	油封失效、油管接口渗漏	
风机叶片异常声音	风机叶片卡风筒	调整风机叶片位置
	紧固件、联接件松动	检查紧定
冷却塔漂水大	风量过大	调整风机
	收水器损坏	检查收水系统，更换损坏件
进风口溅水	配水外溢	检查边层配水情况
	停运风机时外界气流过大	
进风口结冰	热负荷较低	停运部分风机，循环水直流
	淋水密度偏小	开启化冰管路系统，分区配水

17.5 开式循环冷却水系统的运行

17.5.1 开式循环水投运前，应先投入辅机冷却水系统：

- 1) 当辅机冷却水管道无水时，应先将辅机冷却水泵出口电动门控制开关切至“手动”位，就地开启 10%，向辅机冷却水管道注水排气；
- 2) 启动辅机冷却水泵（第一台辅机冷却水泵启动），注意检查出口电动门联开；
- 3) 检查辅机冷却水泵电流、出口压力、泵与电机振动等参数正常。
- 4) 检查相应机力通风塔回水正常。

5) 根据需要投入所需机组开式循环水系统各用户（注意：各用户投入辅机冷却水时应先排尽空气）。

6) 根据辅机冷却水温度将辅机冷却水倒上机力通风冷却塔，启动机力通风塔冷却风机，投入一段冷却塔运行。

17.5.2 开式循环冷却水系统的启动

1) 确认辅机冷却循环水系统已正常投运，确认系统内所有放水阀关闭，用户供回水阀关闭或允许投运。

2) 开启开冷水电动滤水器排污阀并启动滤网冲洗10min后停滤网，关排污阀并投入滤水器自动。

3) 对闭冷器管侧进行充水排气工作，完成后投入一用一备运行。

4) 检查开冷水系统运行正常，开冷水电动滤水器进出口压力应正常，开冷水母管压力应正常。

17.5.3 机冷塔及开式循环冷却水系统的运行维护

1) 检查开冷水系统管道、设备应无漏水，开冷水母管压力正常。

2) 检查开冷水电动滤水器前后差压及自动冲洗情况应正常。若运行滤网脏堵冲洗无效，应切出至旁路运行。由检修清扫处理后，进行充水放气，投入运行。

3) 根据开式循环冷却水用户被冷却介质温度情况，调整冷却水量或投入备用冷却器运行。

4) 完成开式循环冷却水系统设备定期切换及试验工作且应正常。

5) 检查辅机冷却水泵无摩擦声，轴承温度 $<70^{\circ}\text{C}$ ，盘根不甩水。

6) 检查辅机冷却水泵出口压力 0.5MPa 以上，电机运行平稳，无摩擦。

7) 检查辅机冷却水系统管道、阀门、法兰等处无泄漏。

8) 冷却塔风机油温、油位、振动正常，查机力通风塔冷却风机运行平稳无杂音，叶片无断裂，减速箱油位 1/3~2/3。

9) 正常运行时，循环水浓缩倍率控制在 2.0 左右。循环水浓缩倍率超标时，应及时通知化学加药，必要时进行排污。

10) 要经常查看机力通风塔水池水位。冬季和刮风时要严防冰块和杂物堵塞滤网。

11) 辅机冷却泵入口前池水位正常，不低于4.8米，前池滤网落差 $<150\text{mm}$ 。当前池滤网落差 $\geq 150\text{mm}$ 时及时联系清理。

12) 检查辅机冷却泵坑池地面无积水，排水泵自动投入良好。

13) 夏季根据环境温度投入中间一段冷却塔运行。

14) 当环境温度 $<5^{\circ}\text{C}$ 时机力通风塔进入冬季运行期，冷却塔出水温度应控制在 15°C 以上，以防冷却塔结冰。

15) 冷却塔在冬季运行期间应及早投入化冰管，使 20~30%的上塔热水进入到塔内配水系统的进风侧填料层上部，增大进风口处淋水密度，防止结冰。

16) 冬季机组启动时，辅机冷却水应先走旁路，待水温上升到 18°C 以上时，再上塔运行，防止冷却塔内结冰。

17) 当冬季冷却塔挂冰严重时定期启动备用辅机冷却水泵化冰。

18) 冬季机力通风塔停运后，必须将机力通风塔水池及管道内的水放空。

17.5.4 开式循环冷却水系统的停运。

- 1) 确认开式循环冷却水系统用户不需要冷却。
- 2) 将开冷水电动滤水器冲洗方式切至手动，关闭开冷水电动滤水器进水阀。
- 3) 根据需要，停运辅机冷却水泵；
- 4) 机组停机时，根据情况停运冷却塔风机。
- 5) 冬季辅机冷却水泵停运前必须先停止冷却塔风机运行，将辅机冷却水温度提高至 20℃ 以上方可停止辅冷泵。
- 6) 根据需要，关闭各冷却设备进出水阀。

17.5.5 电动滤水器的运行

电动滤水器采用远方全自动方式，在设计的循环水量下各设备的水阻都能满足。电动滤水器具有差压控制的反冲洗功能，差压值控制在正常范围内，差压开关达到报警时，滤网自动进行反冲洗，当差压开关报警消失后自动停止反冲洗。同时还有力矩保护、自动反转等功能。

电动滤水器一次总的反冲洗时间小于30分钟，且一次清洗带走的水量小于相应时间内额定流量的4%。电动滤网除差压控制外，还可以时间控制，在规定时间内，无论差压是否达到某一值，均自动清洗一次。反冲洗时间间隔8小时。

滤网转动信号，滤网清洗信号送 DCS 监控。

电动滤水器的投运：

- 1) 开启电动滤水器进口阀、排气阀，给滤网注水排气，确认注水放气结束，关排气阀、开出口阀；
- 2) 投入滤网的动力、控制电源，启动滤网并将滤网工作方式切到“工作”和“自动”位置；
- 3) LCD 监视滤网转动、滤网清洗信号。

17.5.6 辅机冷却水系统的报警、联锁与保护

a) 辅机冷却水泵报警及保护：

- 1) 辅机冷却水泵电机线圈温度 $\geq 110^{\circ}\text{C}$ 报警；
- 2) 辅机冷却水泵轴承温度 $\geq 80^{\circ}\text{C}$ 报警；
- 3) 辅机冷却水泵出口门关闭，辅机冷却水泵跳闸。

b) 辅机冷却水泵联锁：

- 1) 运行泵跳闸，备用泵联启；
- 2) 辅机冷却水泵启动，其出口电动阀联开，辅机冷却水泵停运，其出口电动阀联关；
- 3) 辅机冷却水泵出口滤网差压 $> 15\text{KPa}$ ，电动滤网自动旋转，滤网排污电动门自动打开排污。

c) 风机联锁：

- 1) 风机振动 $\geq 7.1\text{mm/s}$ 风机跳闸；
- 2) 风机电机轴承的温度 $\geq 86^{\circ}\text{C}$ 风机跳闸；
- 3) 风机减速箱温度 $\geq 86^{\circ}\text{C}$ 风机跳闸；
- 4) 机力通风塔进水电动门关闭延时 60 秒，风机跳闸。

17.5.7 开式循环冷却水系统启、停及运行操作危险点分析

开式循环冷却水系统简单，但操作不当易造成闭冷水温上升和真空泵出力下降等问题。

开式循环冷却水系统启、停及运行操作危险点分析一览表

序号	操作项目	危险点、危险源	后果	控制措施
1	电动滤水器反冲洗。	自动失灵，未及时监视差压。	①开冷水温上升。 ②各用户温度上升。	①监视电动滤水器差压。 ②保证自动反冲洗运转良好。
2	闭冷器切换。	阀门关闭不当，使两台闭冷器同时失去冷却水。	①闭冷水温快速上升。 ②闭冷水各用户温度上升。	①切换时注意阀门名称对应。 ②开关阀门后监视闭冷水出水温度变化，并监视一段时间以便确定新投入闭冷器工作是否正常。

17.6 开式循环冷却水系统一般异常现象及处理

17.6.1 电动滤水器滤网差压高

a) 现象

滤网表面脏污，差压高报警，闭冷器冷却效果变差，闭冷水温上升，真空泵密封水温升高，真空泵出力可能下降。

b) 原因

循环水杂物多；电动滤网故障或堵塞，自动反冲洗故障。

c) 处理

- 1) 切手动冲洗，检查滤网反冲洗装置是否正常，排污阀是否能正常开启。
- 2) 隔离滤网走旁路，检修电动滤水器。

17.6.2 辅机冷却水泵出口流量或压力低

a) 原因：

- 1) 泵的入口管道堵塞；
- 2) 前池水位低；
- 3) 辅机冷却水泵出力低；
- 4) 由于电气故障或机械卡涩等原因造成辅机冷却水泵转速低。

b) 处理：

- 5) 切换备用泵运行；
- 6) 清理入口管道；
- 7) 前池补水；
- 8) 检查电机电源。

第 18 章 辅助蒸汽系统

18.1 概述

单元制机组均设置辅助蒸汽系统。

辅助蒸汽系统的作用是保证机组安全可靠地启动和停机，以及在低负荷和异常工况下提供必要的参数和流量都符合要求的汽源，同时向相关设备提供生产加热用汽。

辅助蒸汽系统主要包括：辅助蒸汽联箱、供汽汽源、用汽支管、减温减压装置、疏水装置及其连接管道和阀门等。辅助蒸汽联箱是辅助蒸汽系统的核心部件。

本工程为新建工程，辅助蒸汽系统为全厂性的公用蒸汽系统，该系统每台机设一根辅汽联箱，其中辅汽联箱参数为 $0.8\sim 1.37\text{MPa (a)}$ ， $350\sim 413^{\circ}\text{C}$ ，二台机组的辅汽联箱通过母管连接，之间设隔离门；启动蒸汽来自启动锅炉。本系统主要汽源来自再热冷段、汽机四级抽汽、邻机及启动锅炉的蒸汽来汽。

第一台机组建成启动时，全部辅汽由启动锅炉来的蒸汽提供，随着机组负荷上升，当汽机二级抽汽参数达到一定值后，切换由汽机二级抽汽向辅汽系统供汽；当四、五级抽汽参数上升至一定值后，辅汽联箱及暖风器分别切换由汽机四、五级抽汽提供。

机组正常运行期间，辅汽联箱汽源由主汽轮机四级抽汽供汽，其工作压力随汽轮机抽汽压力变化而变化，当抽汽压力低于一定值时，可由汽机二级抽汽通过压力调节阀减压后向辅助联箱供汽。

辅汽联箱汽源正常运行时来自四级抽汽。

暖风器加热汽源正常运行时来自汽机五级抽汽，但机组负荷低于某值时五抽压力不满足要求时，自动切换至辅汽汽源供汽。

本系统设置辅汽疏水母管，水质合格时其疏水疏至汽机本体疏水扩容器，水质不合格时疏至锅炉疏水扩容器或无压放水。

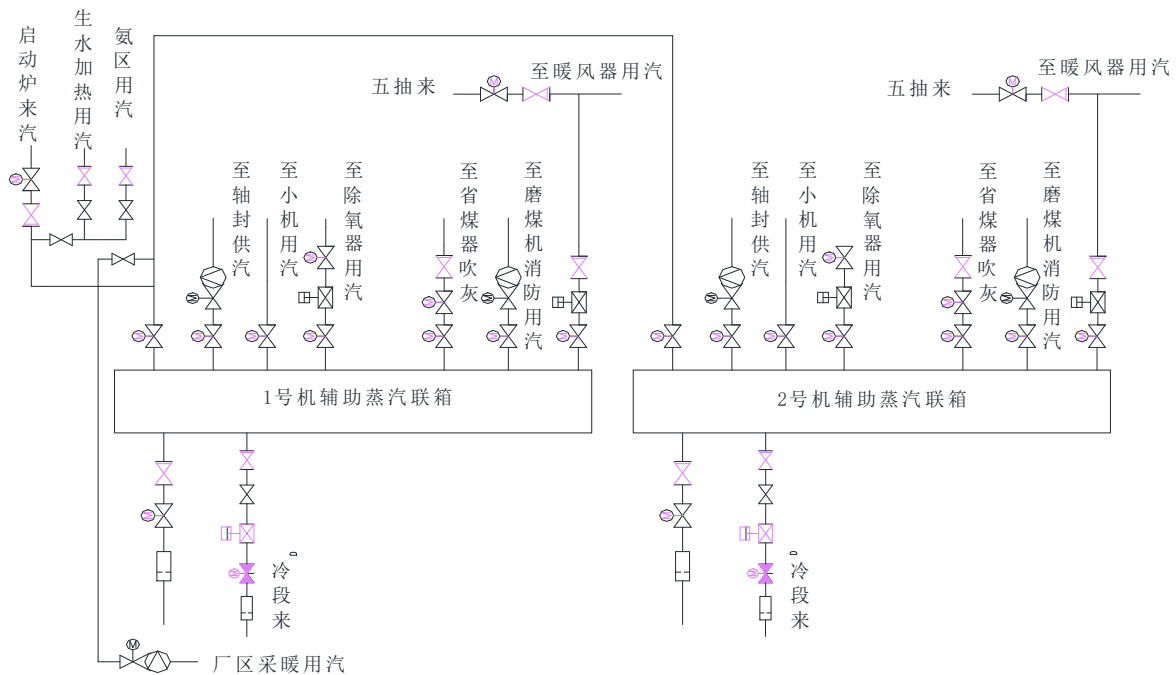


图18-1 辅助蒸汽系统图

18.2 系统介绍

18.2.1 系统的供汽汽源

辅助蒸汽系统设有三路汽源，分别考虑到机组启动、低负荷、正常运行及厂区的用汽情况。这三路汽源是启动锅炉或邻机、再热蒸汽冷段和四段抽汽。设计辅汽的供汽能力按一台机组启动和另一台机组正常运行的用汽量之和约125t/h 考虑。

启动炉蒸汽：第一台机组投产时所需启动辅助蒸汽由启动锅炉提供，二台机组投运后可互相供汽。启动炉来汽接至#1、2机组辅汽联箱联络母管上，#1、2机组辅汽联箱设置电动隔离门。

再热蒸汽冷段：在机组低负荷期间，随着负荷增加，当再热蒸汽冷段压力符合要求时，辅助蒸汽由启动锅炉切换至再热蒸汽冷段供汽。供汽管道沿汽流方向安装的阀门包括：流量孔板、电动截止阀、气动调节阀、手动截止阀和逆止阀；逆止阀的作用是防止辅助蒸汽倒流入汽轮机；调节阀前设有疏水点，排水至汽机本体疏水扩容器和无压放水母管。

四段抽汽：当机组负荷上升四段抽汽参数符合要求，可将辅助汽源切换至四段抽汽。在这段供汽支管上，依次设置流量测量装置、电动截止阀和逆止阀，不设调节阀。

18.2.2 系统设计参数及用户

18.2.2.1 设计参数

序号	项 目 名 称	单 位	单机 启动	单机 运行	一机运行 一机启动
一、	联箱蒸汽参数				
1	辅汽联箱蒸汽参数 P=0.8~1.37MPa(a) T=405℃				
二、	用户				
1	汽封用汽	t/h	5		5
2	除氧器加热用汽	t/h	38.68		37.58
3	暖风器加热用汽(汽温低时)	t/h	16.87		27.86
4	燃油系统加热用汽(汽温低时)	t/h	3.44	3.33	3.33
5	冬季采暖用汽	t/h	5	24.9	24.9
6	制粉系统消防用汽	t/h	12.5 Δ	12.5	12.5 Δ
7	空预器启动吹扫用汽(短时) *	t/h	10 Δ		10 Δ
8	脱硝系统用汽	t/h	1.5	1.5	1.5
9	给水泵汽轮机启动、调试用汽	t/h	15 Δ		15
10	生水加热用汽(汽温低时)	t/h	8.62 Δ	8.38	8.38
11	除尘器灰斗加热用汽	t/h	1.1	1.1	1.1
12	合计	t/h	70	51.62	124.55
三、	汽 源				
1	一期来汽（启动锅炉房两台机组最大供汽能力为70t/h）	t/h	70		
2	运行机组冷段来汽（冷段厂用汽为100t/h）	t/h			
3	运行机组四段来汽（四抽厂用汽为125t/h）			50.61	124.55
4	合计	t/h	70	50.61	124.55
四、	汽量平衡	t/h	0	0	0

注：

- 1) 系统计算不考虑两台机组同时启动。
- 2) 不考虑一台机组处于低负荷工况下启动另一台机组。
- 3) 不考虑一台机甩负荷时启动另一台机组。
- 4) 除氧器加热用汽当机组启动和低负荷时取自辅助蒸汽系统，15%负荷及以上由四段抽汽直接供给。
- 5) 机组正常运行时暖风器用汽由五段抽汽提供，机组启动或低负荷运行时暖风器用汽由辅助蒸汽提供。
- 6) 第一台机组启动时仅考虑主厂房防冻采暖用汽。
- 7) 带△的可以错开时间,启动前或甩负荷后用汽,其用汽量不计入合计。
- 8) 第一台机组启动时的启动蒸汽来自启动锅炉。
- 9) 汽封用汽当机组启动和低负荷时取自辅助蒸汽。

18.2.2.2 主要用户说明

a) 除氧器启停及故障用汽

机组启动时，为除氧器提供加热用汽。低负荷或停机过程中，四段抽汽压力降至无法维持除氧器的最低压力时，切换至辅助蒸汽，以维持除氧器定压运行。甩负荷时，辅助蒸汽投入，以维持除氧器内具有一定压力。

b) 汽机轴封用汽

本机组采用自密封轴封系统，因此，辅助蒸汽系统仅在机组启停及低负荷工况下向汽轮机提供轴封用汽。但小汽轮机轴封用汽一直由辅汽供汽。

c) 小机调试、启动、运行备用汽源

机组启动之前或者当机组低负荷四段抽汽不能满足小汽轮机用汽时，向小汽轮机供汽，供汽管道接在小汽轮机主汽阀前。

d) 锅炉房辅汽母管

供启动阶段锅炉微油点火系统、暖风器用汽、燃油伴热及吹扫、磨煤器消防用汽、空预器和低省吹灰用汽。

e) 其它用汽

采暖加热站用汽、氨区、化学水处理、供水用汽及其它地方用汽。

18.3 系统运行与调整

18.3.1 辅汽正常运行规定

a) 辅助蒸汽系统蒸汽来源有三个：启动锅炉蒸汽管道来汽、机组再热冷段、四段抽汽。当机组启动时，启动锅炉蒸汽管道提供，以后机组可以通过辅助蒸汽母管、四段抽汽供汽。

b) 蒸汽管道一般较长，在投运系统时应当充分疏水并掌握好投运速度，以防发生水冲击。避免因疏水不畅、启动过快而造成管道剧烈振动和阀门损坏。

c) 辅汽系统的投运时应尽量先开至敞口的疏水门，待疏水口排出的全部是汽时再关闭。正常运行中应当打开疏水器的前后截止阀，保证疏水的排出。

d) 正常运行中应注意检查辅汽温度是否正常，防止因疏水不畅造成积水。

e) 正常运行时由于辅汽用户用汽量较少，当大幅度增减负荷时，应注意调整辅汽压力。

f) 启动过程中，投用辅汽至除氧器加热后，由于用汽量大，在调整除氧器加热时应缓慢操作，并及时调整辅汽压力，避免因辅汽压力突降造成小机出力不足。

g) 再热冷段供辅汽作为全厂辅汽系统的备用汽源。仅当机组大于30%额定负荷运行且四段抽汽不能满足供辅汽汽源时, 机组的辅助蒸汽由再热冷段供给。

h) 四段抽汽作为辅汽系统的正常汽源。

18.3.2 辅汽系统运行调整

a) 机组启动前辅助蒸汽系统向除氧器提供加热给水的蒸汽, 此时打开辅汽联箱至除氧器管道上电动隔离阀, 至除氧器供汽管上的汽动调节阀投自动, 将除氧器水箱内给水加热至0.147MPa 压力下的饱和温度111℃, 达到给水除氧的要求, 除氧器在0.147MPa 压力下定压运行。当机组负荷大于15~18% 额定值时, 四抽压力达到0.147MPa, 除氧器的加热汽源切换至四段抽汽供给, 此时打开四段抽汽管道上的电动阀, 同时关闭辅汽联箱至除氧器供汽管上电动隔离阀, 除氧器运行压力随机组四段抽汽参数滑压运行。当汽机负荷降至20% 额定值以下, 四抽压力不能满足除氧器最低运行压力0.147MPa 时, 切换由辅汽联箱供汽, 此时打开辅助蒸汽联箱至除氧器供汽管道上的电动隔离阀, 辅汽联箱至除氧器供汽管道上的气动调节阀自动投入, 关闭四抽至除氧器供汽管道上的电动隔离阀, 保证除氧器运行压力的要求。

b) 在机组启动和停机的时候根据不同的负荷分别由辅助蒸汽系统、主蒸汽、再热冷段向轴封系统提供密封用汽。辅汽联箱至汽机轴封用汽管道上设有减温减压装置, 防止轴封用汽温度、压力过高: 温度过高时, 会对低压缸排汽部分产生热损伤; 压力过高会使轴封冷却器的汽侧空间压力升高, 轴封系统密封性能降低导致蒸汽外漏至周围环境。

c) 小汽机调试及启动用汽正常由四段抽气提供, 再热冷段作为小汽机备用汽源向小机供汽。

d) 空气预热器运行期间, 机组启动时在屏式过热器出口集箱压力低于1.0~1.5MPa 时, 由辅汽系统提供空气预热器吹扫蒸汽, 此时辅汽提供的吹扫蒸汽参数为0.9~1.233MPa、380.7℃左右的过热蒸汽; 在屏式过热器出口集箱压力高于1.0~1.5MPa 时, 由锅炉自身提供空气预热器吹灰蒸汽。

e) 制粉系统消防惰化用汽由辅汽联箱经凝结水减温后供给, 从制粉系统消防惰化蒸汽母管上引出支管分别接至每台磨煤机、煤斗及给煤机; 每根支管上均设有电磁阀在制粉系统消防惰化时提供蒸汽; 至煤斗电磁阀与煤斗的负压吸尘控制装置联锁, 煤斗着火时, 开启电磁阀同时联锁关闭负压吸尘装置。

f) 启动初期化学水加热通过辅助蒸汽母管系统供汽。

g) 厂区内所有的暖通用汽均由辅助蒸汽系统提供。

18.3.3 系统联锁与保护(参考)

a) 辅汽联箱压力高于1.47 MPa 安全阀动作。

b) 辅汽联箱疏水罐液位高报警: 300mm; 液位高高报警并连锁开启辅汽联箱疏水阀: 350mm。液位小于350mm 连锁关闭辅汽联箱疏水阀。

c) 四段抽汽压力 ≥ 0.9 MPa, 延时5秒连锁开启四抽至辅汽联箱电动门; 四段抽汽压力 ≤ 0.9 MPa, 连锁关闭四抽至辅汽联箱电动门。

d) 冷段至辅汽电动门开启(关闭), 连锁关闭(开启)冷段至辅汽管道疏水阀。

e) 再热蒸汽至辅汽调节阀阀位 $\geq 3\%$, 连锁开启冷段至辅汽电动门; 再热蒸汽至辅汽调节阀阀位 $\leq 1.5\%$, 连锁关闭冷段至辅汽电动门。

f) 再热蒸汽至辅汽调节阀阀位 $\geq 3\%$, 连锁开启辅汽至除氧器电动门; 再热蒸汽至辅汽调节阀阀位 $\leq 1.5\%$ 或者发电机出口开关跳闸(由合至断信号)连锁关闭辅汽至除氧器电动门; 除氧器压力高或者除氧器水位高 III 值连锁强制关闭辅汽至除氧器电动门。

18.3.4 辅汽联箱运行注意事项

a) 正常运行机组向辅汽联箱联供运行方式。二台机组辅汽联箱须联通运行，如负荷变化，应检查各辅汽汽源自动切换正常，调节并维持压力在正常范围。

b) 正常情况下辅助蒸汽系统的各疏水器开启，若辅助联箱温度不能维持在正常运行范围以内时，可开启疏水器旁路阀以提高温度。

c) 当机组辅汽联箱孤立运行时，应加强辅汽联箱压力、温度及轴封汽压力、温度的监视。当机组发生破坏真空紧急停机或其它事故时，为保证轴封汽的供给，应做到：

1) 及时启动电泵，满足旁路需要（仅#1机组）。

2) 迅速开启并调节高旁开度及高旁减温水调节阀开度，维持高旁后汽压在1.0MPa 左右、汽温在300℃左右。

3) 辅汽联箱由再热冷段供汽，维持联箱压力在1.0MPa 左右、汽温在300℃左右。

4) 机组轴封汽源由辅汽联箱提供，主机停机惰走时，真空到零后才允许停用轴封汽。

5) 低旁无法开启而高旁需要开启，应严密监视并调节好高旁后压力、温度符合要求，避免高旁快关保护动作造成轴封汽中断事故，避免高旁开度过大再热器发生超压事故。

第 19 章 汽轮机控制系统

汽轮机控制系统是以微处理器为核心的，具备CRT显示、控制操作、打印记录、试验、保护等功能独立或与其它专业相协调的控制系统。机组的启停运行监控和系统的自诊断信息高度集中在CRT画面上，通过键盘、鼠标和CRT画面能完成所有控制操作，并获得机组运行的各种信息。汽轮机控制系统由现场控制站、操作员站、工程师站、继电器操作回路、硬接线操作盘等组成。

汽轮机控制系统包括数字电液控制系统(DEH)、危急保安系统(ETS)和分散控制系统(DCS)。

19.1 DEH 系统

19.1.1 DEH 概述

DEH 就是汽轮机数字式电液控制系统，由计算机控制部分和 EH 液压执行机构组成。采用 DEH 控制可以提高高、中压调门的控制精度，为实现 CCS 协调控制及提高整个机组的控制水平提供了基本保障，更有利于汽轮机的运行。

DEH 系统采用西门子公司 T3000 控制系统，它是一个全集成的、结构完整、功能完善、面向整个电站生产过程的控制系统。液压部分是采用高压抗燃油的电液伺服控制系统。由 T3000 与液压系统组成的数字电液控制系统通过数字计算机、电液转换机构、高压抗燃油系统和油动机控制汽轮机主汽门、调节汽门和补汽阀的开度，实现对汽轮发电机组的转速与负荷实时控制。该系统满足对可扩展性、高可靠性、有冗余的汽轮机转速/负荷控制器的需要。采用 T3000 控制系统的 DEH 可实现启动及停机、并网、负荷控制、频率稳定、甩负荷至厂用负荷、超速限制等主要任务。

工程师站和操作员站的画面是主机控制接口，它是用来传递指令给汽轮机和获得运行所需的资料。正常运行时使用键盘、鼠标直接对 CRT 画面上的按键进行操作，画面可以通过画面主菜单调用，也可在画面之间相互切换。

本机组 DEH 系统主要控制功能及目的如下：

1) 负荷控制

采用允许的负荷率升负荷。最大的升降负荷率是根据锅炉能力，同时还受 TSE 限制。在锅炉有问题时或负荷指令变化太快，则由压力限制器对汽轮机控制阀进行节流。该负荷控制器的功能为：

从负荷控制主汽压力限制方式转为初压力控制方式。在甩负荷时防止机组超速。在带负荷运行时通过频率/负荷静特性支持电网频率。根据电网要求以动态及稳定的方式使汽轮发电机在负荷岛（与电网分开）并列运行。

2) 转速/负荷控制

只要发电机从电网脱离，控制器进入转速控制方式，当断路器合上，则进入负荷控制方式。其功能为，在下列状态时进行转速控制：起动阶段、同步阶段、甩负荷时防止超速停机，从电网脱开后在带负荷时进行负荷控制。

3) TSE 功能

在起动时及带负荷时防止汽机热负荷超限，测量汽缸中部、端部上、下缸温差，TSE 根据所测的温差计算余量，然后作用于控制设定值，在起动时为转速设定值，在带负荷时为负荷设定值，TSE 可在控制室进行投入或切除。升速率监视功能在起动时在临界转速区如果升速率过小，升速率监视会起作用将自动降低转速到一个较低的转速。

4) 同步功能

自动同步器自动将透平转速与电网频率匹配（自动同步器不在汽机供货范围内）转速控制器作为比例调节。

5) 改变负荷功能

负荷可以由运行人员手动设定，或由外部系统（协调控制器或负荷分配器）自动设定，在上述情况中，如果需要，设定值受 TSE 限制，为了改善动态稳定性，负荷设定值的比例系数可调，并对负荷控制器直接进行控制。

从负荷控制切换到转速控制：在带负荷运行时转速设定值自动切到正常转速，因而当甩负荷时可精确地控制在此转速。当机组脱网时，负荷设定值切除并自动转到转速控制。当机组带负荷时，也可以从负荷控制切除为转速控制，此切换为无扰的。

19.1.2 汽轮机控制器模块的简单说明

汽轮机控制器控制汽轮机运行所需要的蒸汽流量。依靠过程控制，所需蒸汽流量可以通过最终由一个或多个高压调门，中压调门组成控制单元来控制。

汽轮机组的转速和负荷是通过改变主汽阀和调节汽阀的位置来控制的。汽轮机控制系统（DEH）将要求的阀位信号送至伺服油动机，并通过伺服油动机控制阀门的开度来改变进汽量。DEH 接受来自汽轮机组的反馈信号（转速、功率、主汽压力等）及运行人员的指令，进行计算，发出输出信号至伺服油动机。DEH 系统主要由 DEH 控制柜、操作员接口、伺服油动机等组成。蒸汽动力电厂的汽轮机控制系统包括以下部分：

- 转速/负荷控制
- 主蒸汽压力控制
- 高压缸排汽温度控制
- 高压缸叶片级上游压力限制值控制
- 设定值的形成
- 阀位控制

单个控制器的输出信号汇集到设定值形成模块并作用于相应的阀位控制。每个阀位控制通过伺服阀驱动，继而控制它关联的电液油动机（EHA）动作，从而驱动相关的阀门。

从汽轮机控制系统来的信号可以通过汽轮机启动和上升限制器来限制（TAB）。

每个高压和中压调门（FD,AF）都有自己的阀位限制器，它可以限制单个控制阀门的位置。

19.1.2.1 速度实际值的调节

汽轮机的转速通过装在汽轮机转子圆周上的电传感器来测量。这些传感器能够感应到汽轮机轴体敏感区域测速齿的运动引起的磁场变化。传感器的输出信号为方波交流电压信号，它的频率与测速齿的常数与转子转速的乘积成正比。

最终的频率信号通过 3 个通道读入汽轮机控制器。通过 3 取 1 功能模块选择一个值作为最终值，并把最终值作为速度的实际值输入控制器。

在机组启动的时候，不停留的通过汽轮机临界转速区是通过一个瞬态监视功能来完成的，以保护汽轮机叶片和转子不发生共振。如果汽轮机的速度在临界转速区域升降速率到相关速度设定值以下，如 100r/min，转速设定值切换为追踪模式，即为转速实际值减去 60r/min 得到汽轮机速度设定值。这将导致速度逐步降低到盘车转速。当转速回到临界速度区域外时，通过正确的信号可以使转速重新上升。

19.1.2.2 负荷 PEL 的实际值调节

发电机负荷通过其它的负荷传感器来测量。3 个实际值直接被读入汽轮机控制器。通过 3 取 1 功能的选择、过滤，选择一个值作为下一步负荷真实值代表。

注意：功率变送器的选择很重要，若功率变送器相互间干扰比较严重，将造成负荷三选后真实值的波动，由此可能造成转速/负荷控制器与主汽压力控制器间的切换，严重时可能触发调门快关。

19.1.2.3 主蒸汽压力 PFD 实际值调节

主蒸汽压力（允许进入汽轮机的高压蒸汽压力）通过分别在每个主蒸汽管道上的 3 个压力传感器来测量。所有的实际值都直接被读入汽轮机控制器，每条汽轮机管道通过低选功能选择，3 个数值中的最小值被选取。进一步低选功能选择，两个值中较小者被选取、过滤，并作为下一步主蒸汽压力的真实值。

19.1.2.4 速度设定值 NS

通过子组控制或同步装置，转速设定值可以在一定范围内手动设定。

延迟的转速设定值在转速设定值形成功能中产生，作为各种运行模式的函数并输出到转速控制器。

设定值控制时间常数和转速的变化率作为允许的“壁温”（TSE 的温度裕度）的函数被限制。在机组同步期间，通过同步装置将转速设定值与电网频率匹配。

同步之后，切换到负荷设定值（系统设定的最小初始负荷），转速设定值设为额定转速。

为使汽轮发电机在机组跳闸后准备启动并确保安全、可靠关闭调节阀，跟踪转速设定值需低于实际转速值（为设定值-60）。

19.1.2.5 负荷设定 PS

为了形成负荷设定值，产生操作员期望的或运行必要的负荷设定值并输出到负荷控制器。负荷设定值可以通过各种不同的功能在设定值控制器上确定。然后，设定值控制用相应的梯度对此值进行跟踪。该设定值控制的输出形成延迟的负荷设定值。

设定值控制的时间常数，也即控制阀的变化率为许可的壁温差（TSE 的温度裕度）和设定的瞬态负荷的函数。设定值变化率的限制对开启和关闭两个方向同样有作用，并在开启方向可采取负值。这可使控制阀关小，汽轮发电机减负荷。

设定值变化率限值也可以由操作员远方设置。这用温度上限裕度在 MIN 选择功能和温度下限裕度在 MAX 选择功能中的（相对与过程有关的 MIN 选择功能）输出。在机组应力情况较好的状态下，系统默认的升负荷率为 100MW/min。

19.1.2.6 温度差 WFT

汽轮机的增加负载和减少负载必须尽可能快的完成，但应把应力影响减小到最低。为此，汽缸和转子的温差通过布置在汽轮机汽缸及阀门上的热电偶进行测量。根据模块 MAY 10 中汽轮机应力功能的测量结果被用来计算速度变化率的最大值和设定值所对应的温度差。然后以这些温度差子模块中的差值来计算出可能的最大变化率。

19.1.2.7 负荷设定值梯度 PSG

在汽轮机一发电机与电网同步以后，汽轮机负荷以程序计算的负荷变化率增加直到达到设定负荷为止。

19.1.2.8 最大负荷设定 PSMX

在正常运行期间，可通过 OM 画面设定，此外，当遥控负荷高限投入时，取自机组协调级，形成外部最大负荷设定值。然后变化率设定控制被闭锁。负荷限制信号显示在 OM 画面上。

19.1.2.9 主蒸汽压力设定 FDS

为主蒸汽压力控制器设定的主蒸汽压力设定值通过机组协调级 BLE 来设定。回路设定控制用来限制主蒸汽压力设定值的变化率。

19.1.2.10 压力限制/初始压力模式转换 GDVD

主蒸汽压力控制器用作压力限制控制器或初始压力控制器。在限压模式下，汽轮机侧控制机组负荷并且锅炉跟随（锅炉跟随模式）。汽轮机控制器调节输出，压力控制器同时作用，用来调节任何不允许的主汽压力突降。在初压控制模式下，锅炉侧设机组负荷并且汽轮机跟随（汽轮机跟踪模式），此时，汽轮发电机组的出力完全取决于锅炉，汽轮机控制器调节汽轮机前主蒸汽压力（初压方式）。

压力限制/初压模式之间的切途径：可以通过汽轮机主控制系统自动执行通过操作画面手动切换。

a) 两种控制方式使用同一个 PI 控制器，限压控制方式下 DEH 主汽压力定值回路有 0.8MPa 的偏置，而初压控制方式没有偏置。限压控制方式下，如果主汽压力不降至压力定值减 0.8MPa 以下，DEH 限压控制不起作用。限压控制方式实际起到了保护的作用，它可以和 DEH 转速控制或负荷控制方式共存，而初压控制方式则不能。

b) 机组并网后，可在 DEH 画面上选择限压控制方式或初压控制方式。如果选择初压控制方式，负荷设定值跟踪实际负荷并加上 2% 的偏置值，使 DEH 压力控制器处于激活状态，并自动退出负荷控制。

c) 机组 RB 时或锅炉主控退出时，DEH 从负荷控制自动切至初压控制方式；反之，在 MCS 画面上发出“限压控制方式请求”后，则可在 DEH 画面上投入限压控制方式。

d) 投入 COORD 方式前应在 MCS 画面上把压力设定至“滑压”方式，否则出现 RB 工况时，调门将无法控制主汽压力变压运行。

19.1.2.11 甩负荷识别 LAW

电网大范围的功率波动不应该影响速度控制器/负荷控制器的不稳定，也不应该损坏汽轮机。这类功率波动快速被甩负荷识别子模块检测到，并调整汽轮机控制器。为了触发适当的动作，把那里的信号送到速度设定子模块和速度/负荷控制器。

19.1.2.12 速度/负荷控制 NPR

通过转速和负荷设定值，转速/负荷控制器通过调节汽轮机的蒸汽流量来实现转速/负荷的控制。当电网频率和额定频率相对应时达到平衡时，也与电网消耗的发电机负荷匹配。如果电网频率高于额定频率，根据能量守恒定理，发电机功率将减小。如果电网频率低于额定频率，发电机功率将增加。转速/负荷控制器通过带不等率的一次调频来调节功率输出。不等率的设定根据电网频率与额定频率的偏差需要增加或减少的输出功率而定。5% 的不等率意味着 5% 的频率偏差将会引起 100% 的额定负荷的变化。

转速/负荷控制器是一个两变量控制器。在下列工况下它调节汽轮发电机的转速和负荷：机组启动、同期、机组带负荷、甩负荷、机组停机。

运行员可以在画面上选择机组转速控制器控负荷运行与负荷控制器控负荷的切换。从转速控制器的负荷运行切换到负荷控制器的负荷运行，两个设定值自动匹配，以保证两种运行方式的无扰切换。

在另一个控制器工作之前，这个控制器通过阀位控制器的低选功能块设定到汽轮机的蒸汽流量。

转速/负荷控制器是 PI 调节。

主蒸汽压力控制器 FDP

主蒸汽压力控制器执行两个不同的功能：

在限压模式中，它用来防止主蒸汽压力实际值降到压力极限值之下，以支持锅炉控制。在初压模式中，控制主蒸汽压力。主蒸汽压力控制器有一个 PI 控制器。通过设定值形成模块的中央低选功能，在允许的设定范围内，它调节汽轮机蒸汽流量直至另一个控制器起作用。

19.1.2.13 高压缸排汽温度控制器 HATR

如果发生非稳定状态过程，为了限制叶片的热应力和差胀，高压叶片排汽区域蒸汽温度须不能超过最大设定值。可以适当控制流经高压缸的蒸汽流量以保持排汽区域中的温度不超限。

通过高压缸/中压缸流量修正功能，适当调整高调门和中调门开度。以保证高压缸在任何非稳态运行过程中，如甩负荷、启动和停机期间（任何不同的主蒸汽工况或凝汽器压力），温度不超限。

当计算的转子温度超过了可变的设定值，通过高压排汽蒸汽温度限制控制器来调整中调门开度。

如果高压排汽温度继续升高，控制系统首先发出报警信号。通过上述调节后，如果温度进一步升高，汽轮机遮断。

高压排汽蒸汽温度测点在高压叶片末级区域，由于系统结构限制，同时兼顾测量稳定性，采用高压缸排汽温度(12 级后)替代高压缸排汽温度，用于高排通风 3 选 2 温度保护。

高排蒸汽温度限制控制器由机组 SGC 启动。

高压排汽温度控制器是 PI 控制。

高压缸压比控制器 HVDR

如果通过高压缸的蒸汽流量非常低，所测量的高压排汽温度将不能准确地反应高压叶片实际的温度飞升。在这种运行工况下，通过高压缸压比保护系统监视高压部分。为了防止压比保护系统不必要的动作，首先通过高压缸压比控制器来执行控制阀位置适当的调节。高压缸压力比控制器是 PI 调节。

高压缸压比控制器通过机组 SGC 启动。当透平到达一个转速最低设定值时，该控制器被激活。

19.1.2.14 高压缸叶片区压力控制器 HBDR

在带有旁路系统的再热汽轮机启动时，高压调节阀先打开，汽轮机高压缸油蒸汽通过。最初由于蒸汽的凝结被加热，然后则是对流产生加热。在最初的饱和蒸汽温度凝结阶段，将产生强烈的热交换过程。由于饱和蒸汽温度取决于蒸汽压力，因此，如果冷再热蒸汽压力（高压缸的背压）已经异常的高了（相应的饱和蒸汽温度也高），则被监视部件中出现不允许产生的温度梯度。为了限制饱和蒸汽的温度发生如此变化，需要通过压力限制控制器的控制，在适当的压力下进行加热。高压叶片级压力控制器的功能就是对压力进行限制控制，在蒸汽开始进入高压缸及加速到暖机速度期间，它通过阀位设定值对各高压调节阀进行限制。该控制器可设定可变压力整定值，此整定值是主要部件平均温度和许用温差的函数，用以减少高压排汽温度的升高。

当该控制器工作时，汽轮发电机加速到暖机速度将依靠进一步打开中压调节阀来获得。在冷态启动的情况下，此时高压调节阀可能被节流，主蒸汽温度较低及暖机速度也较慢，可避免高压叶片因鼓风作用而产生过度的温升。该控制器通过汽轮机 SGC 启动。当汽轮机达到额定转速之下的最小设定转速时或在测量数值有故障时，该控制器切除。高压叶片级压力控制器是 PI 控制。

设定值的形成：在进汽设定值形成模块内，来自下述各功能模块的输出信号用来组成一个有效的进汽设定值：

- 1) 汽轮机控制（转速/负荷控制，主蒸汽压力控制）
- 2) 汽轮机启动和提升限制器（TAB）
- 3) 高排温度控制
- 4) 限压控制（叶片级前压力的函数）

对各高压蒸汽、中压调节阀、补汽阀都形成有效的进汽设定值。主蒸汽压力控制的输出与转速/负荷控制器和汽轮机启动和提升限制器（TAB）输出进入低选功能块，最终确定调节阀和补汽阀的动作。

为安全起见，通过使用一低选功能来进行有效进汽设定值的选择。这可确保即使一个控制功能故障时，也能 100%确保高中压调节阀和补汽阀的不会误开。主蒸汽压力的输出连同低选功能中的转速/负荷控制的输出及汽轮机启动和提升限制器的输出，通过小选功能块，形成有效设定值。

高压排汽温度控制器和高压压比控制器对中压调节阀在关闭方向上起阀门的微调功能。

19.1.2.15 高中压调门的阀位限制 BFD/BAF

在运行期间，高压调门阀位限制可以通过画面手动设定，也可通过 EHA 控制回路自动改变。设定的结果通过设定值控制传送到阀位控制器 FD1R/AF1R。

高压调门阀位控制器 FD1R/AF1R 的作用是根据汽轮机运行模式来设定阀位值，以确保高压蒸汽流量总是能够达到设定的要求。通过主控制器中的设定值形成模块或者也可以直接由阀位限制子模块来确定最终的阀位。主要的应用如下：阀位指令越大，允许进入高压缸的蒸汽越多，汽轮机的出力也越大。通过位移转换器可以得到电液油动机(EHA)的位移实际值。

控制阀的阀位控制器通过电液转换器执行，阀位控制器是比例调节。它通过电压/电流转换器来控制伺服阀的工作线圈。为了增加可靠性，两个工作线圈分别通过单独的电压/电流转换器来控制。

在甩负荷时，汽轮机控制阀必须快速关闭以限制超速，因为在这种情况下，通过伺服阀来关闭油动机的速度不够快，控制器将启动快速动作功能。在阀位控制指令与反馈偏差大时（如超过 25%），激活在关闭方向上的快速动作控制功能，因此相应油动机开始单独快速关闭。为了确保在这些工况下（阀门开启顺序的改变导致高压调门在中压调门之后关闭，从而可能导致一个延时的响应）高压和中压调门同时关闭，高压调门快速动作控制功能与中压调门的快速动作功能同时触发。当调门试验时引起直接来源于控制偏差的快速动作信号（阀位控制器的高电路），切换到阀位限制设定值。快速动作控制功能仅当达到最小运行允许值时才有效。

在汽轮机跳闸或油动机单独快关时，油动机的压力油不能与油箱回油相通过久，因为这会导致汽轮机供油压力的突然降低。为了避免发生这种情况，伺服阀门处于关闭的位置（以支持压力）。在某些电厂，在关闭位置切换控制器的输出会导致不允许的压力突降。为了避免控制时压力的突降，关闭信号通过时间延时模块给出。

当压力油供油装置不能运行或当防火保护系统激活时，伺服阀向打开的位置动作（注：压力油供油装置启动时，不需要压力供应信号来建立压力，因为在这种情况下，阀位控制器使伺服阀在关闭状态）。

19.1.2.16 补汽控制阀的位移限制 BUEL

在运行期间，补汽控制阀的阀位限制可以通过画面手动设定，也可通过 EHA 控制单元自动改变。设定的结果通过设定值控制传送到阀位控制器 UELR。

补汽控制阀阀位控制器 UELR 的作用是根据汽轮机运行模式来设定阀位值，以确保高压蒸汽流量总是能够达到设定的要求。通过主控制器中的设定值形成模块或者也可以直接由阀位限制子模块来确定最终的阀位。主要的应用如下：阀位指令越大，允许进入高压缸的蒸汽越多，汽轮机的出力也越大。通过位移转换器可以得到电液油动机(EHA)的位移实际值。

控制阀的阀位控制器通过电液转换器执行，阀位控制器是比例调节。它通过电压/电流转换器来控制伺服阀的工作线圈。为了增加可靠性，两个工作线圈分别通过单独的电压/电流转换器来控制。

在甩负荷时，汽轮机控制阀必须快速关闭以限制超速。因为在这种情况下，通过伺服阀来关闭油动机的速度不够快，控制器将启动快速动作功能。在阀位控制偏差大时，激活在关闭方向上的快速动作控

制功能，因此相应油动机开始单独关闭。当阀门试验时引起直接来源于控制偏差的快速动作信号（阀位控制器的高电路），切换到阀位限制设定值。快速动作控制功能仅当达到最小运行允许值时才有效。

在汽轮机跳闸或油动机单独快关时，电液执行机构的压力油不能与油箱回油相通太长时间，因为这会导致汽轮机供油压力的突然降低。为了避免发生这种情况，伺服阀门处于关闭的位置（以支持压力）。在某些电厂，在关闭位置切换控制器的输出会导致不允许的抗燃油系统压力突降。为了减少控制时压力的突降，关闭信号通过时间延时模块给出。

当压力油供油装置不能运行或当防火保护系统激活时，伺服阀向打开的位置动作（注：压力油供油装置启动时，不需要压力供应信号来建立压力，因为在这种情况下，阀位控制器使伺服阀在关闭状态）。

补汽阀常在下述工况中开启：1)夏季超发；2)一次调频；3)阀门 ATT 试验。

19.1.3 汽机启动装置（ATB）

汽机启动装置（Start-up device）是汽机启动顺控与DEH之间的接口、桥梁。启动装置受启动顺控控制，参与DEH的复位、挂闸、冲转、暖机、维持额定转速直至并网带初负荷。启动装置的核心部分是一个受控的斜坡发生器。它的输出值称为TAB，TAB的变化率是100%/60S。TAB值一般由汽机启动顺控自动设置，运行人员在OM上也可以设置。

汽轮机启动顺控程序在汽轮机启动冲转及带负荷工程中，监视汽轮机的状态，如蒸汽温度、阀门及汽缸的金属温度，并判断是否满足机组启动冲转的条件（X准则）。在启动过程中向汽轮机辅助系统及其它相关系统发出指令并从这些系统接受反馈信号，使这些系统的状态与汽轮机启动的要求适应。启动程序不设中速暖机，不设汽机临界转速控制点，在500r/min暖机结束后直接升至3000r/min等待并网，期间升速率由TSE给出，一般在500r/min以上。汽轮机采用高中压联合启动方式，高压缸先进汽，中调门在汽机控制器输出大于16%后开启，并根据高排温度调节高中压调门的开度，实现高中压缸流量的合理分配。控制器输出大于56%时，中调门开足。补汽门在80%以上可以开启。

ATB系统软件由一个管理调试程序和若干个子程序组成，子程序的功能大致分为三类，一是检测、监视功能程序，二是应力计算程序，三是控制功能程序。

启动装置起作用于汽机启动阶段，其指令即TAB指令，TAB指令由启动步序自动生成，当TAB在外部控制时，人为也可输入指令值。在机组启动过程中，启动装置TAB每次到达某一限值时，其输出TAB都会停止变化，等待启动步序SGC ST执行特定任务操作，操作完成收到反馈信号后，启动装置TAB输出才会继续变化。

TAB 定值		控制任务
定值 上升过程	0%	允许启动汽轮机程控功能组（SGC）
	>12.5%	汽轮机复置
	>22.5%	高中压主汽门跳闸电磁阀得电复位
	>32.5%	高中压调门跳闸电磁阀得电复位
	>42.5%	开启高中压主汽门
	>62%	允许通过子组控制，使高中压调门开启，汽轮机实现冲转、升速、并网
	>99%	发电机并网后，释放汽轮机高、中压调门的开启范围，汽轮机控制由“启动和进汽限制装置”控制模式切为“转速/负荷”控制模式。
定值 下降过程	<37.5%	高中压主汽门关闭
	<27.5%	高中压调门跳闸电磁阀失电，高中压调门跳闸
	<17.5%	高中压主汽门跳闸电磁阀失电，高中压主汽门跳闸
	<7.5%	发出汽轮机跳闸指令
	=0%	再启动准备

19.1.4 热应力评估（TSE）和限制

汽轮机在工况变化时，其部件的内外壁一定会产生温差；出现温差就会产生热应力，且温差越大，热应力也越大。金属部件加热时受到压缩应力，部件冷却时收到拉伸应力。而压缩和拉伸应力的不断交错循环，将会导致金属产生疲劳裂纹，并逐渐扩大直到断裂失效，设备寿命消耗殆尽。为了合理地分配和使用汽轮机寿命，并使汽机在使用寿命内发挥最大的效益，汽机厂会根据其产品的结构和材料特性，对受温度剧烈变化影响的主要厚重部件如高中压主汽门阀体、高中压缸体、高中压转子等计算出合理的许用温差曲线。

DEH的应力评估（TSE）则测取（或模拟计算）这些部件的内外壁温，用温差评估热应力的大小。TSE再把这个差值与部件的许用温差值进行比较，即得出所谓的温度裕量（Margin）。温度裕量越大，说明温差越小，部件所受的热应力也越小。

为了确保机组启动和变工况时，其热应力处于可控范围，DEH根据温度裕量的大小自动设置升速率和最大允许的负荷变动率。而且TSE出现故障时，DEH将不允许机组启动，并闭锁汽轮机升速或变负荷。

为了汽轮机顺控启动时可以自动选择最佳启动蒸汽参数，并与汽机的状态参数相匹配，使热应力控制在允许的范围内，DEH采用了变温度准则（简称X准则）。X准则的核心内容就是根据金属部件温度来规定蒸汽参数，其中X5、X6准则规定了蒸汽最低温度，避免冷汽进入汽机冷却热部件；X4准则规定了蒸汽的过热度，避免湿蒸汽进入汽机引起水击；X7A、X7B、X8则限制了蒸汽温度与金属部件的温差，避免出现过大的温差引起热应力超出合理范围；为避免热蒸汽进入主汽门后遇冷过度放热引起热应力超标，DEH还设置了X2准则，对蒸汽的饱和温度（压力）进行限制。

根据功能不同，七个准则在汽轮机顺控启动不同的阶段被引用，如X2准则用于主汽门打开前，X4、X5、X6用于汽机冲转前（开调门前），X7A/7B和X8分别用于判断低速暖机和额定转速暖机是否结束。

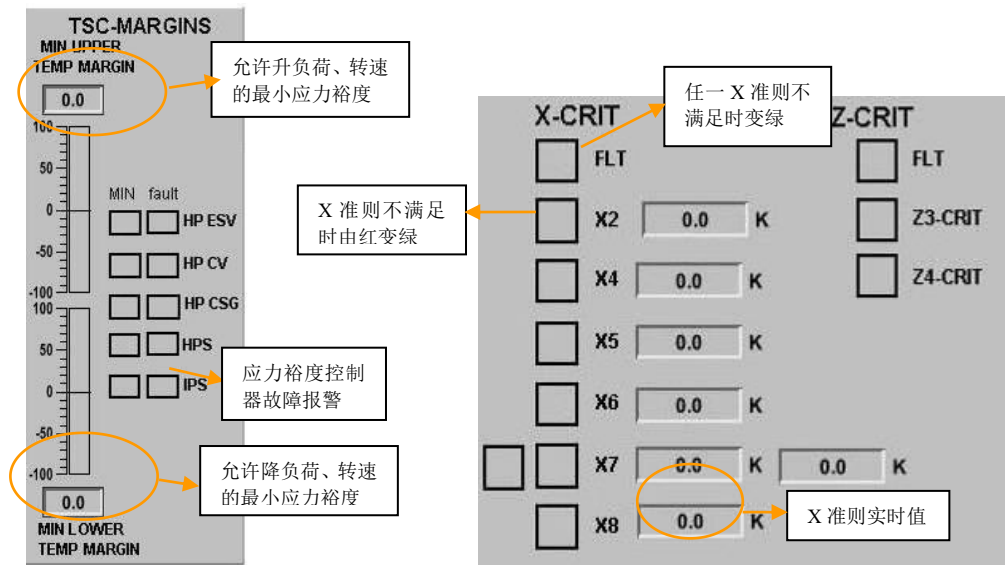
采用X准则避免了人为选择汽机冲转参数、暖机和并网条件判断，提高了机组启动的安全性，减少设备寿命的损耗，也最大限度地缩短了汽轮机的启动时间。

19.1.4.1 应力裕度计算

a) 应力裕度计算的作用：

DEH中设有专有的应力裕度计算器，应力裕度值主要用于汽机升降转速和升降负荷时，主要对HP主汽门阀壳、HP调门阀壳、HP汽缸、HP转子、IP转子部件进行监视，用于计算及监视这些部位的热应力，它通过温差来决定相应部件的热应力，将此温差与允许温差比较来计算允许的温升率，所有测量的温度及计算的温度余度均进行指示及记录，并且所计算出来的应力裕度参与到机组的转速控制回路和负荷控制回路中去。

如下图所示：在“WARM UP”画面的右下角“TSE-MARGINS”中做出了五个部位的应力裕度中升负荷和降负荷的应力裕度的最小值。升负荷和转速时的应力裕度为高压转子的裕度、中压转子的裕度以及2倍的高压缸裕度中的最小值，在升负荷时如果任一部分计算出的应力裕度不满足了，出现了负的压力，则下图各部分前的“fault”模块由正常的“红色”变为“绿色”且有黄色边框闪烁，而且应力裕度控制器将限制机组升降转速或负荷；而降负荷时的应力裕度为HP主汽门阀壳、HP调门阀壳、HP汽缸、HP转子、IP转子五个部位的应力裕度的最小值。



b) 应力裕度计算值的由来:

(1) 高压主汽门升裕度=左侧高压主汽阀 50%处壁温的 $f(x)$ 函数— (左侧高压主汽阀 100%处壁温—左侧高压主汽阀 50%处壁温)

其中 $f(x)$ 函数为:

左侧高压主汽阀 50%处壁温	0	306	416	600	99971
$f(x)$ 函数	63	54	40	40	0

(2) 高压主汽门减裕度= (左侧高压主汽阀 100%处壁温—左侧高压主汽阀 50%处壁温) + | 左侧高压主汽阀 50%处壁温的 $f(x)$ 函数 |

其中 $f(x)$ 函数为:

左侧高压主汽阀 50%处壁温	0	370	465	600	99971
$f(x)$ 函数	-30	-20	-15	-15	0

(3) 高压调门升裕度=左侧高压调阀 50%处壁温的 $f(x)$ 函数— (左侧高压调阀 100%处壁温-左侧高压调阀 50%处壁温)

其中 $f(x)$ 函数为:

左侧高压调阀 50%处壁温	0	50	248	600	99971
$f(x)$ 函数	180	180	52	52	0

(4) 高压调门减裕度= (左侧高压调阀 100%处壁温—左侧高压调阀 50%处壁温) + | 左侧高压调阀 50%处壁温的 $f(x)$ 函数 |

其中 $f(x)$ 函数为:

左侧高压调阀 50%处壁温	20	225	315	600	99971
$f(x)$ 函数	-25	-25	-15	-15	0

(5) 高压缸升裕度=高压缸 50%处壁温的 $f(x)$ 函数— (高压缸 100%处壁温—高压缸 50%处壁温)

其中 $f(x)$ 函数为:

高压缸 50%处壁温	0	293	405	600	99971
$f(x)$ 函数	85	74	54	53	0

(6) 高压缸减裕度=（高压缸 100%处壁温－高压缸 50%处壁温）+ | 高压缸 50%处壁温的 f(x)函数
其中 f(x)函数为：

高压缸 50%处壁温	0	375	465	600	99971
f(x)函数	-42	-32	-20	-20	0

(7) 高压转子升裕度=高压转子平均温度的 f(x)函数－（高压转子表面温度－高压转子平均温度）
其中 f(x)函数为：

高压转子平均温度	0	284	406	600	99971
f(x)函数	98	86	64	63	0

(8) 高压转子减裕度=（高压转子表面温度－高压转子平均温度）+ | 高压转子平均温度的 f(x)函数，
其中 f(x)函数为：

高压转子平均温度	0	385	462	600	99971
f(x)函数	-69	-53	-33	-33	0

(9) 中压转子升裕度=中压转子平均温度的 f(x)函数－（中压转子表面温度－中压转子平均温度），
其中 f(x)函数为：

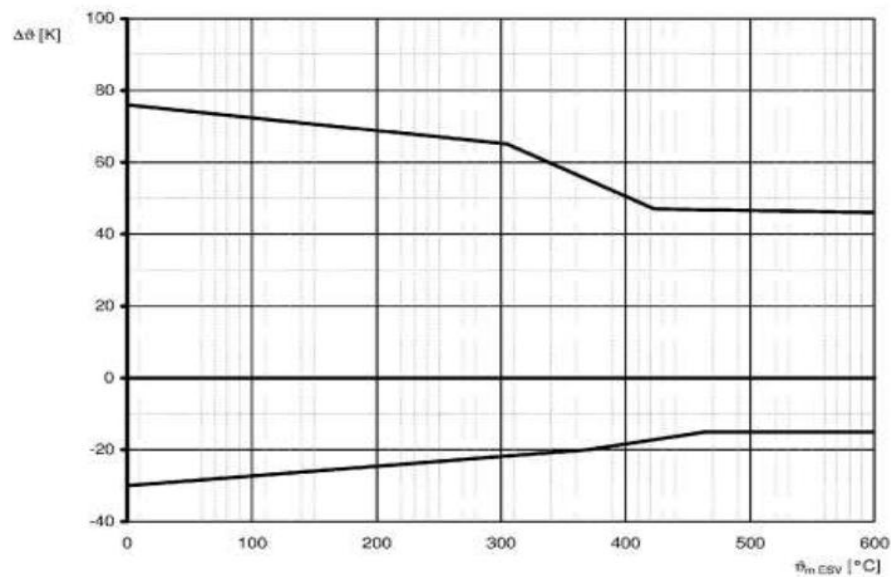
中压转子平均温度	0	284	406	600	99971
f(x)函数	98	86	64	63	0

(10) 中压转子减裕度=（中压转子表面温度－中压转子平均温度）+ | 中压转子平均温度的 f(x)函数
其中 f(x)函数为：

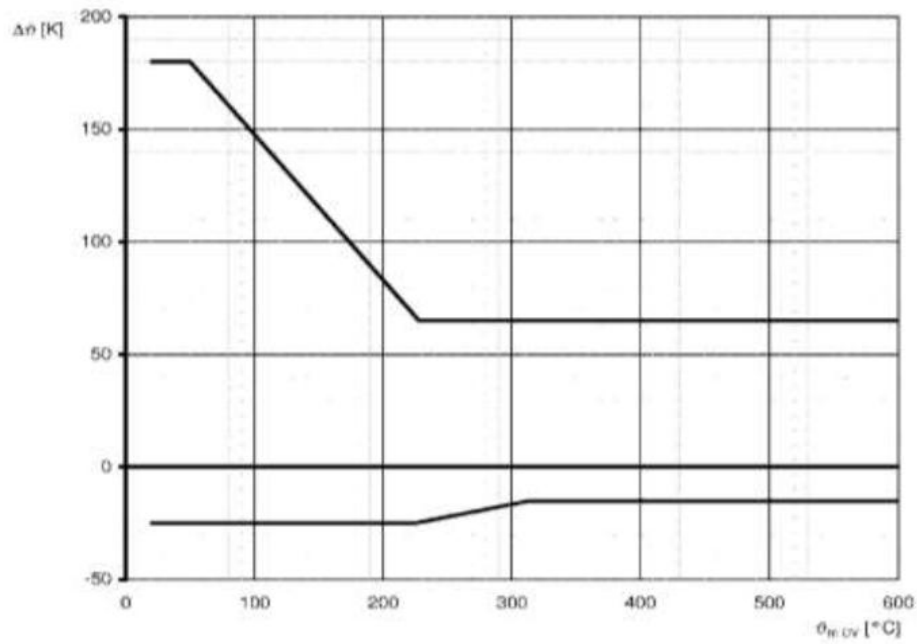
中压转子平均温度	0	385	462	600	99971
f(x)函数	-69	-53	-33	-33	0

c) 应力裕度函数图

(1) 主汽阀壁许可温差 $\Delta \theta$



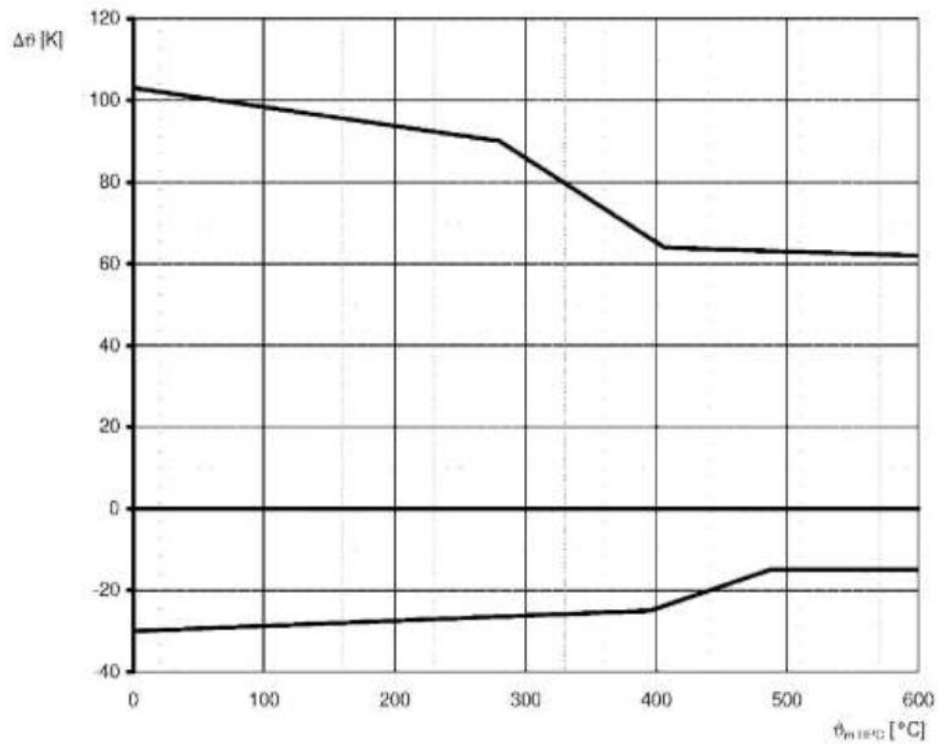
$\Delta \theta$ = $\theta_i - \theta_m$
 θ_i = 内壁温度
 θ_m = 中间层温度

(2) 主调阀壁许可温差 $\Delta \theta$ 

$$\Delta \theta = \theta_i - \theta_m$$

θ_i = 内壁温度

θ_m = 中间层温度

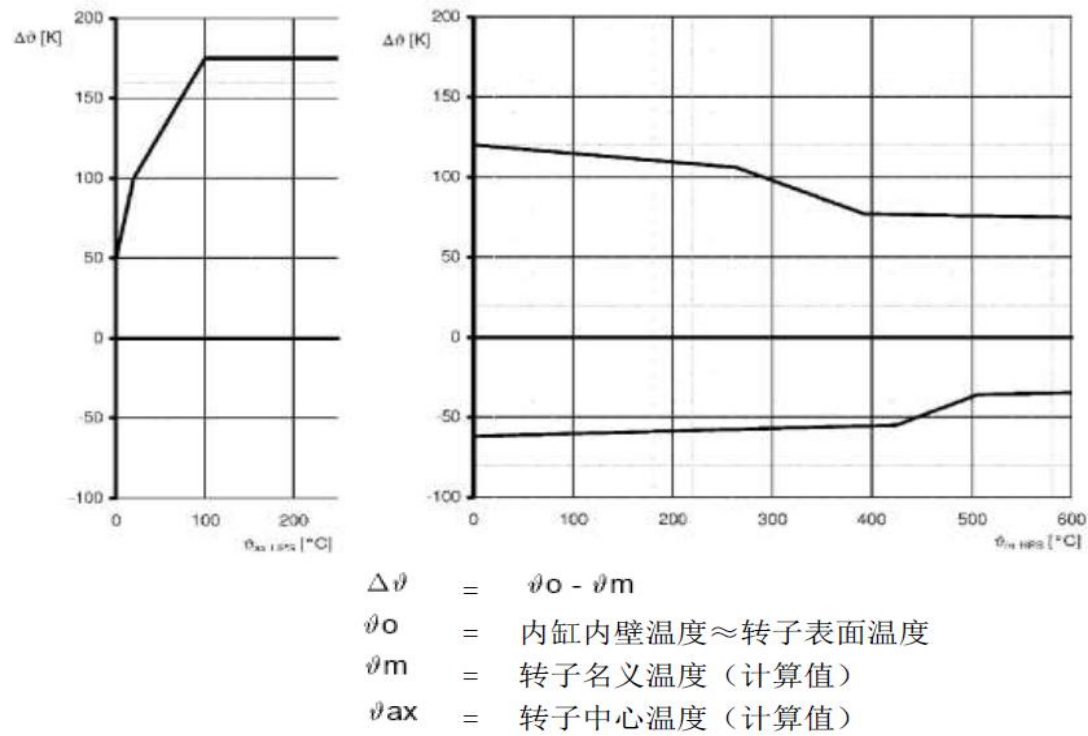
(3) 高压缸壁许可温差 $\Delta \theta$ 

$$\Delta \theta = \theta_i - \theta_m$$

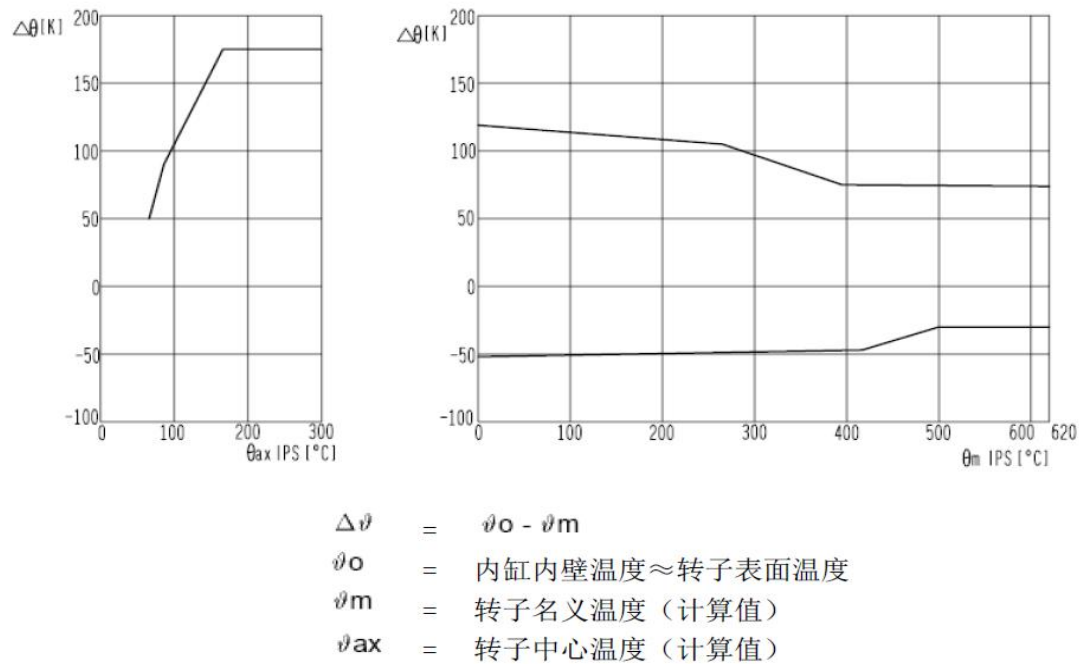
θ_i = 内壁温度

θ_m = 中间层温度

(4) 高压转子许可温差 $\Delta \theta$



(5) 中压转子许可温差 $\Delta \theta$



19.1.4.2 X 准则

1) X 准则的作用:

X 准则用来汽轮机的启动过程中保证进入汽机的主蒸汽和再热蒸汽参数符合 X 准则的要求, 否则汽轮机的启动步序将无法进行下去; 在“WARM UP”画面的右下角分别做入了每个 X 准则的实时监视值, 并且在每个 X 准则前均设一模块, 用颜色来提醒运行人员该 X 准则是否满足, 当 X 准则满足时为“红色”, 当 X 准则不满足时为“绿色”。当 X 准则不满足时, 启机步序走到相应步序时将无法执行。

2) X 准则的含义:

X2:	高调阀温度 50%+X2>主蒸汽压力对应饱和温度	防止产生凝结换热
X4:	主蒸汽温度>高压进汽压力对应饱和温度+X4	主蒸汽过热度要求
X5:	主蒸汽温度>高压转子及高压缸 50%缸温+X5	防止缸和转子被冷却
X6:	再热汽温度>中压转子温度+X6	防止转子被冷却
X7A:	高压转子温度+X7A>主蒸汽温度	为冲传至全速准备
X7B:	高压缸温度+X7B>主蒸汽温度	为冲传至全速准备
X8:	中压转子温度+X8>再热蒸汽温度	为并网带负荷准备

其中 X2、X7A、X7B、X8 均为负值；X2 要求高调阀 50%处温度不能过低，X4、X5 要求主汽温度不能过低，X6 要求再热汽温不能过低，X7A 要求高压转子计算温度不能过低，X7B 要求高压缸温度不能过低，X8 要求中压转子温度不能过低。

X1、X2 准则在开主汽门前用到；X4、X5、X6 准则在汽机冲转前用到；X7A、X7B 准则在汽机 360r/min 暖机后释放正常转速时用到；X8 准则在机组并网前用到。

3) X 准则的由来:

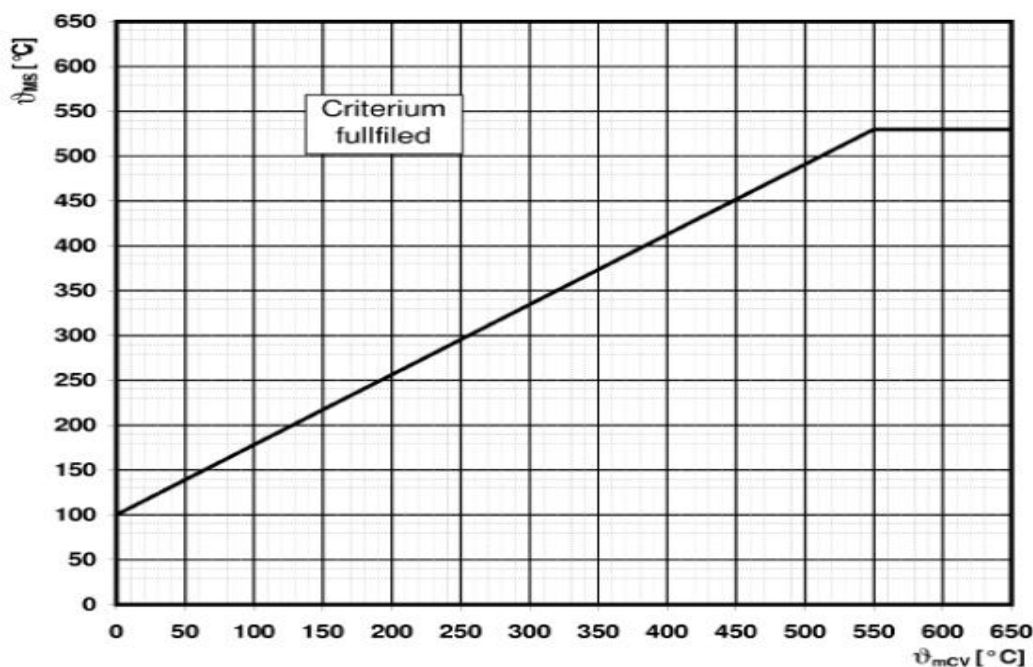
定义

θ_{MS}	主蒸汽温度
θ_{SatSt}	主蒸汽饱和蒸汽温度
θ_{RS}	再热蒸汽温度
θ_{mCV}	主蒸汽阀体壁的中心温度
θ_{mHPS}	高压缸转子的平均温度(模拟)
θ_{mHPC}	高压外缸壁的中心温度
θ_{mIPS}	中压缸转子的平均温度(模拟)

打开主汽门前的检查：温度准则 X1

$$\theta_{MS} > \theta_{mCV} + X_1$$

此准则防止在打开主汽门并预暖主蒸汽管道时阀体出现不允许的冷却。仅在热态启动时允许有轻微的冷却。



θ_{MS} : 下列最小值

- 80LBA70CT101 高旁前主汽温
- 80LBA71CT101 高旁前主汽温
- 80LBA11CT711 #1 主汽门前蒸汽温度
- 80LBA12CT711 #2 主汽门前蒸汽温度

θ_{mcv} : 高调门壳体 50%温度

主蒸汽管道的暖管: 温度准则 X1

判断标准: $\theta_{MS} > \theta_{mcv} + X_1$

检 查: 在开启主汽门之前

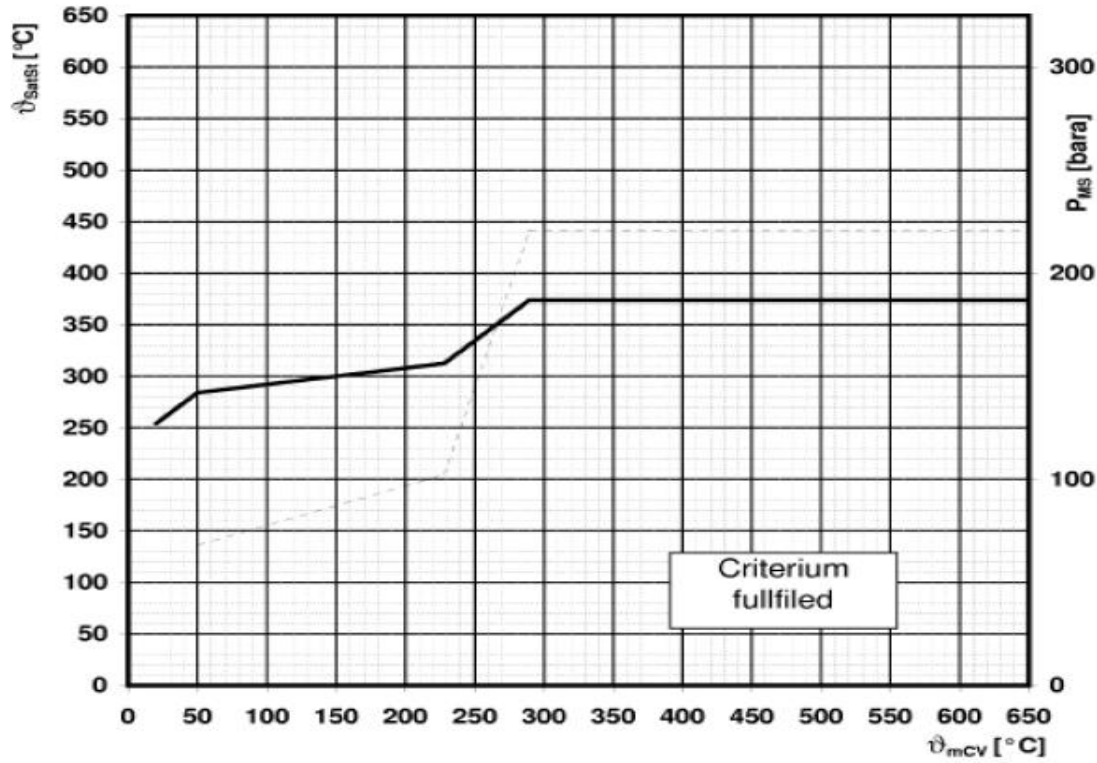
打开主汽门前的检查: 温度准则 X2

$$g_{SatSt} < g_{mCV} + X_2$$

如果在主汽门打开后主蒸汽管道被预热, 蒸汽在阀体凝结快速达到饱和蒸汽温度。凝结时热传递非常高。为了在主汽门打开时保持在允许的 TSE 差值内, 在打开主汽门前, 必须为主蒸汽饱和温度和压力设定一个上限。此准则能够通过调节主汽门的打开程序来满足。

X2 准则=主汽压力下的饱和温度－（左侧高调阀 50%处壁温+1.3×左侧高调阀 50%处壁温的 f(x)函数），其中 f(x)函数为：

左侧高调阀 50%处壁温	0	50	248	600	99971
f(x)函数	180	180	52	52	0



温度准则 X2

θ_{statst} : 下列最小值

- 80LBA70CT101 高旁前主汽温
- 80LBA71CT101 高旁前主汽温
- 80LBA11CT711 #1 主汽门前蒸汽温度
- 80LBA12CT711 #2 主汽门前蒸汽温度

θ_{mcv} : 10MAA12CT122A 高调门壳体 50%温度

主蒸汽管道的暖管：温度准则 X2

判断标准： $\theta_{MS} > \theta_{mcv} + X_2$

检 查：在开启主汽门之前

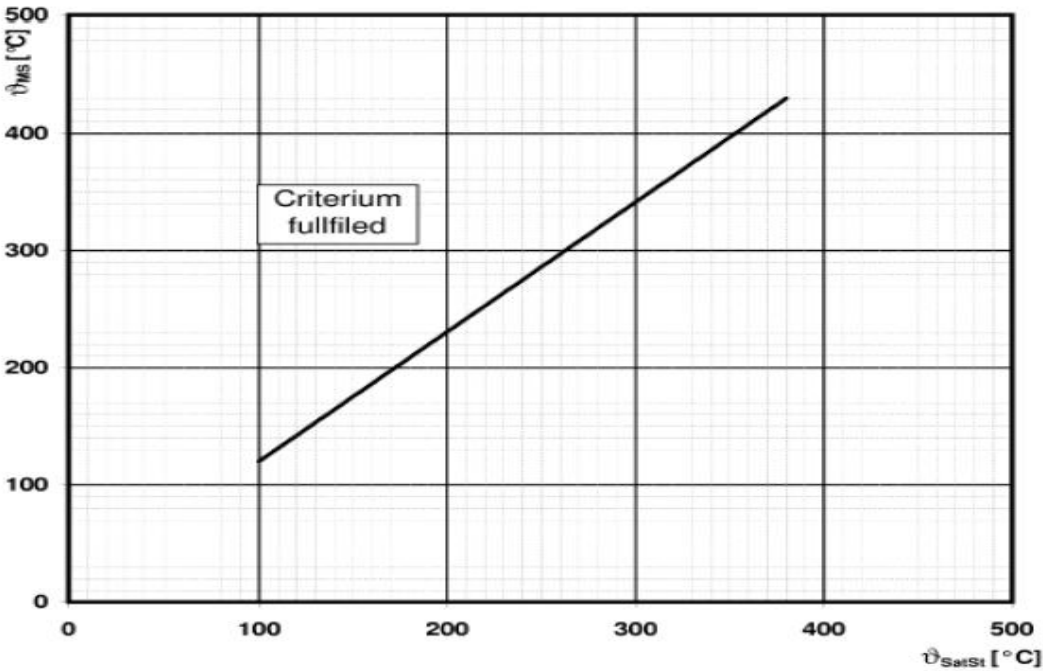
打开调门前的检查：温度准则 X4

$$\vartheta_{MS} > \vartheta_{SatSt} + X_4$$

此准则能够确保主汽门前的主蒸汽充分的过热。主蒸汽管道的预热状态同样需要考虑。不同设定点同样需要考虑节流所造成的压力—温度降。

X4 准则=左、右侧主汽温度取小后—主汽压力下的饱和温度的 f(x)函数，其中 f(x)函数为：

主汽压力下的饱和温度	0	100	380	600	99971
f(x)函数	120	120	430	430	0



温度准则 X4

θ_{MS} : 下列最小值

- 80LBA11CT711 #1 主汽门前蒸汽温度
- 80LBA12CT711 #2 主汽门前蒸汽温度

θ_{stast} : 汽机前主汽饱和温度，用来计算主蒸汽饱和温度

主蒸汽管道的暖管：温度准则 X4

判断标准： $\theta_{MS} > \theta_{stast} + X_4$

检 查：在开启主汽门之前

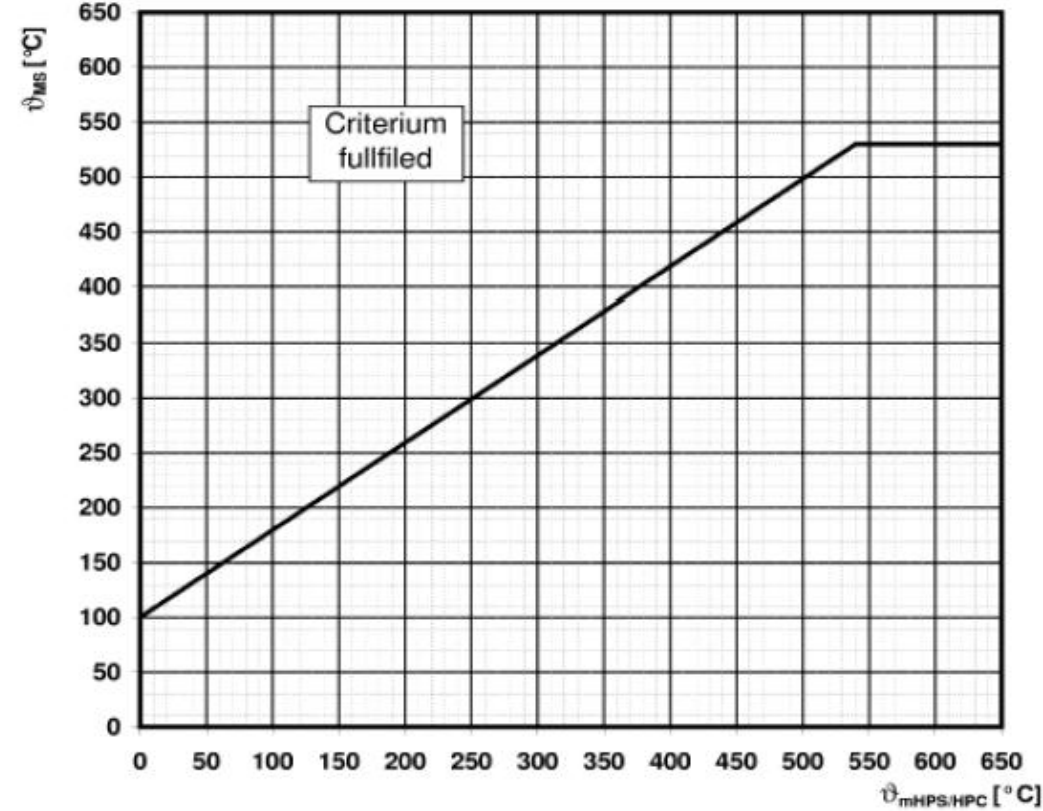
打开控制阀前的检查：温度准则 X5

$$\vartheta_{MS} > \vartheta_{mlPS} + X_5$$

此准则防止了冲转后汽轮机高压缸出现不必要的冷却。通过主汽门前主蒸汽温度的测量，考虑主蒸汽管道的预热状态。

X5 准则=左、右侧主汽温度取小后－（高压转子表面温度和高压缸 50%处壁温）取大后的 f(x) 函数，其中 f(x) 函数为：

高压转子表面温度和高压缸 50%处壁温取大	0	560	600	99971
f(x) 函数	100	560	560	0



θ_{MS} ：下列最小值

- 80LBA70CT101 高压旁路前主汽温度
- 80LBA71CT101 高压旁路前主汽温度
- 80LBA11CT711 #1 主汽门前蒸汽温度
- 80LBA12CT711 #2 主汽门前蒸汽温度

$\theta_{mHPS/HPC}$ ：最大值 高压转子平均温度（模拟）
高压缸温度 50%处

主蒸汽管道的暖管：温度准则 X5

判断标准： $\theta_{MS} > \theta_{stast} + X_5$

检 查：打开控制阀之前

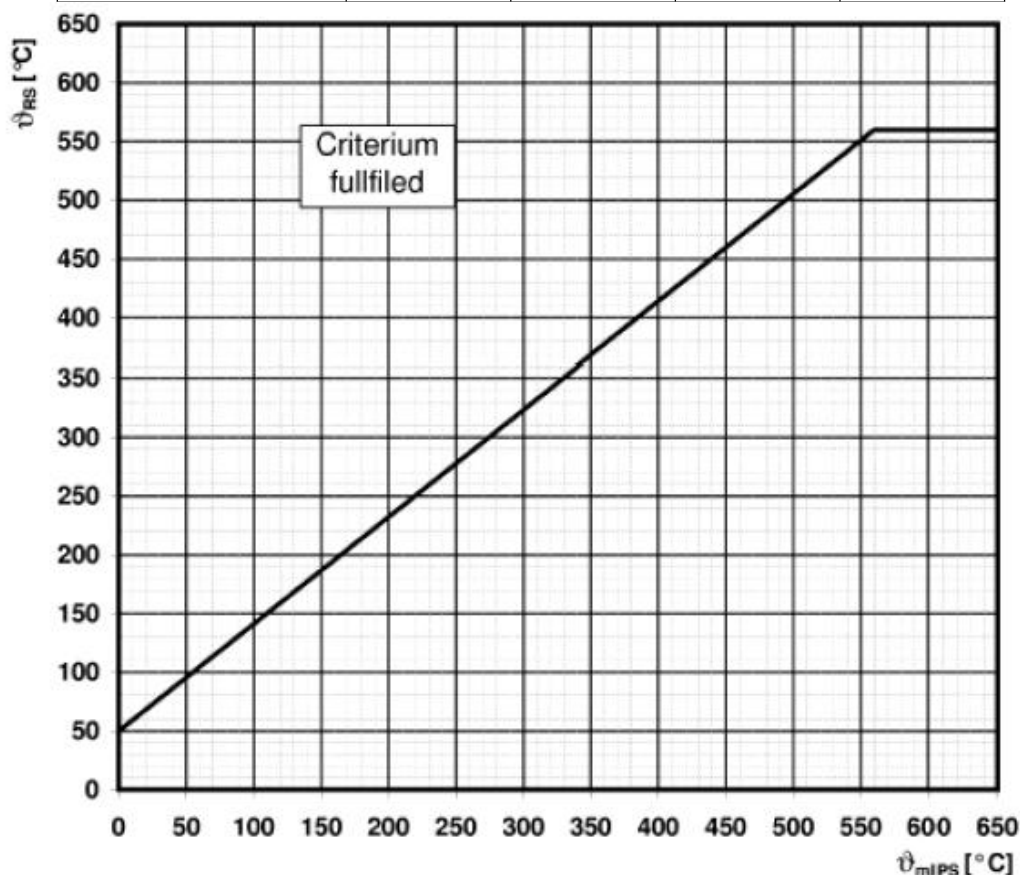
打开控制阀前的检查：温度准则 X6

$$\vartheta_{RS} > \vartheta_{mIPS} + X_6$$

温度准则 X5 用于高压缸侧，温度准则 X6 防止冲转后汽轮机中压缸出现冷却。

X6 准则=左、右侧再热汽温度取小后—中压转子表面温度的 f(x)函数，其中 f(x)函数为：

中压转子表面温度	0	560	600	99971
f(x)函数	50	560	560	0



温度准则 X6

θ_{RS} : 下列最小值

80LBB21CT701 #1 低压旁路前蒸汽温度

80LBB22CT701 #2 低压旁路前蒸汽温度

80LBB01CT701 #1 再热主汽门前温度

80LBB02CT701 #2 再热主汽门前温度

θ_{mIPS} : 中压转子平均温度（模拟）

汽机暖机：温度准则 X6

判断标准： $\theta_{RS} > \theta_{mIPS} + X_6$

检 查：打开控制阀之前

加速到额定转速前的检查：温度准则 X7

$$\vartheta_{MS} < \vartheta_{mHPC} + X_7$$

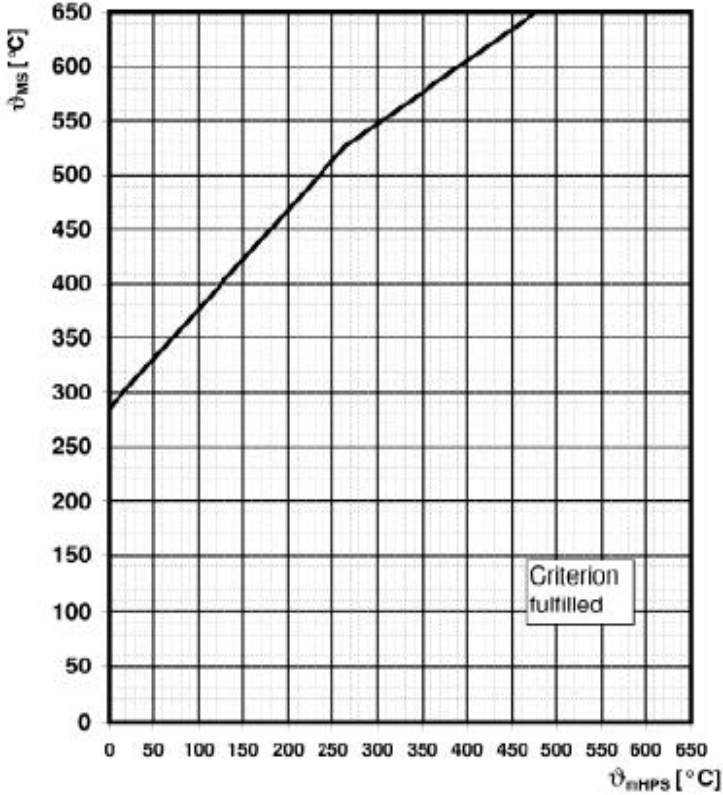
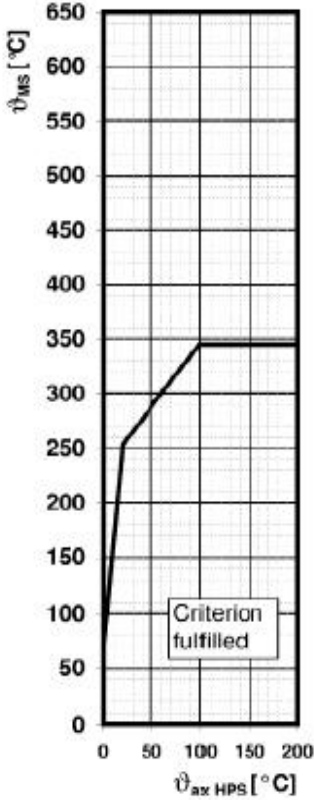
在加速到额定转速时，在不违反允许的 TSE 差值下，必须快速的通过临界转速区域。为了达到最合适的启动时间，允许的 TSE 差值必须用在可能大的范围。作为主蒸汽温度的一个函数，温度准则 X7 确保了在加速到额定转速期间，那些受到最大应力负荷，且用于控制目的部件，如汽轮机高压缸，在加速

之前优先得到充分的预热。

为了实现此准则，汽轮机必须在加速之前充分预热。降低蒸汽温度能够使此准则更快的得到实现。

X7A 准则=（左、右侧主汽温取大）－（高压转子表面计算温度+高压转子表面温度的 $f(x)$ +1.4×（高压转子升负荷时的裕度+（高压转子计算温度－高压转子表面温度）））。其中 $f(x)$ 函数为：

高压转子表面温度	0	650	99969
$f(x)$ 函数	117	8	0



θ_{MS} ：下列最大值

- 80LBA70CT101 高压旁路前主汽温
- 80LBA71CT101 高压旁路前主汽温
- 80LBA11CT711 #1 主汽门前蒸汽温度
- 80LBA12CT711 #2 主汽门前蒸汽温度

θ_{mHPS} ： 高压转子平均温度（模拟）

θ_{axHPS} ： 高压转子温度（模拟）

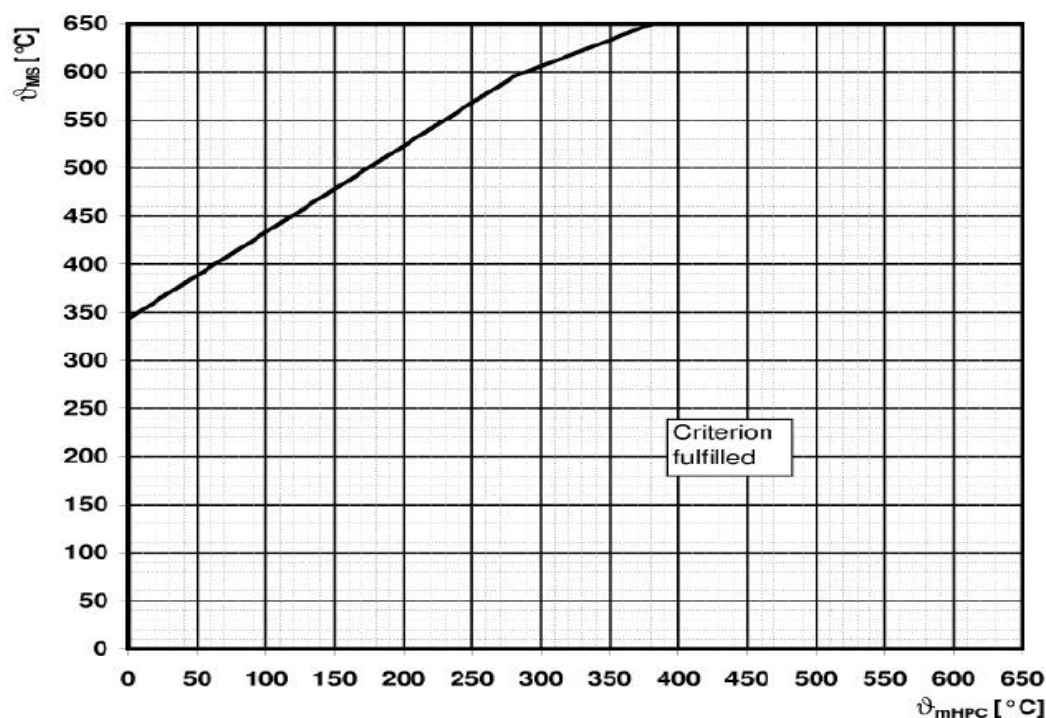
冲转：温度准则 X7A

判断标准： $\theta_{MS} > \theta_{mHPS} + X_{7A}$

检 查：达到额定转速之前

X7B 准则=（左、右侧主汽温取大后）－（高压缸 50%处温度+高压缸 50%处温度的 $f(x)$ +2.2×（高压缸升负荷时的裕度+（高压缸 100%处温度－高压缸 50%处温度））），其中 $f(x)$ 函数为：

高压缸 50%处温度	0	650	99969
$f(x)$ 函数	117	8	0



θ_{MS} : 下列最大值

- 80LBA70CT101 高压旁路前主汽温
- 80LBA71CT101 高压旁路前主汽温
- 80LBA11CT711 #1 主汽门前蒸汽温度
- 80LBA12CT711 #2 主汽门前蒸汽温度

θ_{mhps} : 高压缸温度 50%处

冲转: 温度标准 X7B

判断标准: $\theta_{MS} < \theta_{mhps} + X_{7B}$

检 查: 达到额定转速之前

发电机并网前的检查: 温度准则 X8

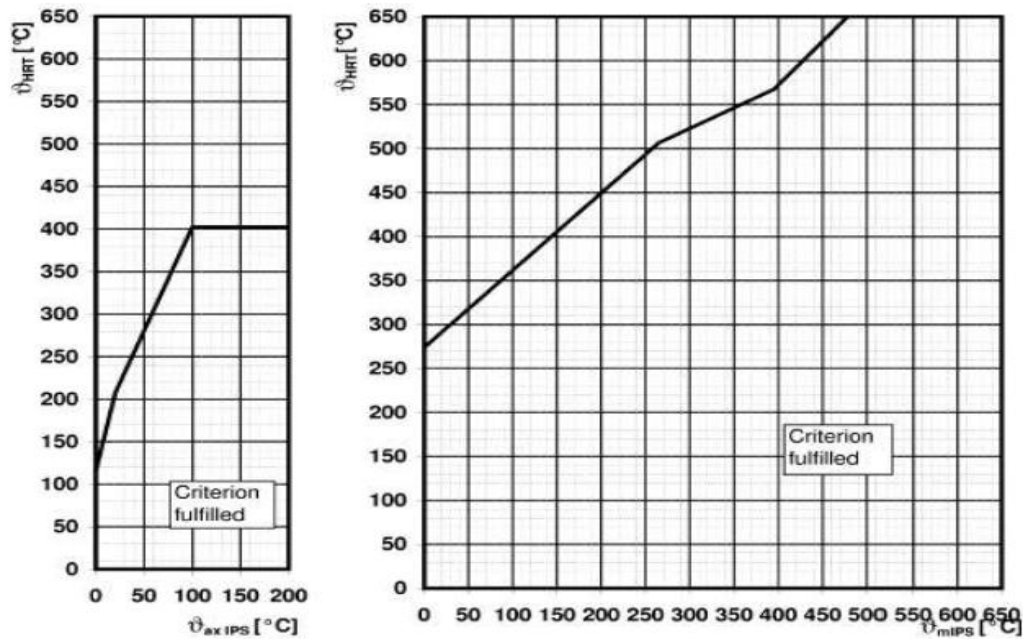
$$\theta_{RS} < \theta_{mhps} + X_8$$

为了保证汽轮发电机按照设定过程可靠地运行, 在发电机同期后必须达到最小负荷。允许的 TSE 差值与此匹配。允许的 TSE 差值必须用在可能大的范围, 以达到最佳的启动时间。

同温度准则 X7, 作为蒸汽温度的一个函数, 温度准则 X8 确保了在同步期间那些受到最大应力的部件在同步之前优先得到充分的预热。

汽轮机在同步后用作控制的主要部件为汽轮机中压缸。在停机期间, 这部分汽轮机区域的冷却速度比高压缸部分更快, 而在预热期间, 与高压缸相比温度仅上升一点点。一旦汽轮机加负荷, 通过中压缸的流量增加, 输出功率进一步上升。为了实现此准则, 汽轮机必须在同步之前得到充分的预热。降低蒸汽温度在某些情况下能够使此准则更快的得到实现。

X8 准则=左、右侧再热汽温取大后一((中压转子表面温度+2.3×(中压转子升负荷时的裕度+(中压转子计算温度—中压转子表面温度)))



温度准则 X8

θ_{RS} : 下列最小值

80LBB21CT701 #1 低压旁路前蒸汽温度

80LBB22CT701 #2 低压旁路前蒸汽温度

80LBB01CT701 #1 再热主汽门前温度

80LBB02CT701 #2 再热主汽门前温度

θ_{mIP} : 中压转子平均温度 (模拟)

带负荷—温度准则 X_{8A}

判断标准: $\theta_{MS} < \theta_{mIPS} + X_{8A}$

检 查: 带负荷之前

因为轴温低于 100°C, 所以允许的蒸汽温度 θ_{RS} 为平均转子温度 θ_{mIP} 函数的 θ_{RS} (右图) 和平均转子温度 θ_{axIPS} 函数的 θ_{RS} (左图) 间的最小值。

19.1.4.3 Z 准则 (最佳冲转温度)

a) 最佳冲转主汽温度

最佳冲转主汽温度 = { (A+B) 与 390°C 取大后再与 600°C 取小 } 与 (高压转子表面温度的 $f(x2)$ 函数 - 4°C) 取小;

其中 B=0 或者高主、高调、高压转子、高压缸升负荷时裕度的最小值的 $f(x1)$ 函数; 而 B=高主、高调、高压转子、高压缸升负荷时裕度的最小值的 $f(x1)$ 函数的前提条件为 (以下条件与后延时 300s):

- 1) 主机转速 > 2850r/min 延时 300s;
- 2) 主汽压力 > 26.5bar;
- 3) 高主、高调、高压转子、高压缸升负荷时裕度的最小值 > 5K;
- 4) (最佳冲转主汽温度 - 左、右侧主汽温度的平均值) < 10°C

其中 $f(x1)$ 函数为:

高主、高调、高压转子、高压缸升负荷裕度取小后	-200	0	5	30	600
$f(x1)$ 函数	0	0	0	30	0

其中 $f(x_2)$ 函数为:

高压转子表面温度	0	100	300	1100
$f(x_2)$ 函数	400	400	604	604

A 为 A1、A2、A3、A4 中取小, 其中:

A1=左侧主汽门 100%处温度+30K+高压主汽门升负荷裕度

A2=左侧高压调门 100%处温度+30K+高调门升负荷裕度

A3=高压缸 100%处温度+30K+高压缸升负荷裕度

A4=高压转子计算温度+30K+高压转子升负荷裕度

由以上条件可得, 在机组冲转前:

最佳冲转主汽温度=高压转子计算温度+30K+高压转子升负荷裕度, 其下限为 390℃, 上限为 600℃;

b) 最佳冲转再热汽温度

最佳冲转再热汽温度= { (中压转子升负荷裕度+中压转子计算温度+20K) 与 390℃取大再与 600℃取小 } 与 { 中压转子表面温度的 $f(x)$ 与 600℃取小后 -4℃ } 取小。

其中 $f(x)$ 函数为:

高压转子第一点温度	0	100	300	1100
$f(x)$ 函数	400	400	604	604

由以上条件可得, 在机组冲转前:

最佳冲转再热汽温度=中压转子计算温度+20K+中压转子升负荷裕度, 其下限为 390℃, 上限为 600℃;

c) 转子计算温度

高压转子计算温度=高压内缸 100%处温度 3 选后;

中压转子计算温度=中压内缸 100%处温度 3 选后。

19.1.5 阀门试验

19.1.5.1 ATT 试验

汽机 ATT 试验共有七组, 分别包括: 高压主汽门和调门 A、高压主汽门和调门 B、中压主汽门和调门 A、中压主汽门和调门 B、高排逆止阀、高压缸通风排汽阀、补汽阀。当要进行某项的 ATT 试验时, 只需将其控制子环 SLC 投入, 然后选择 ATT 试验开始即可, ATT 试验将自动进行, 完成后发试验成功信号, 如在进行某组阀门活动试验的过程中未能成功或者中断, 则 ATT 试验控制子组将自动恢复。

ATT SGC OPER 允许投入的条件 (以下条件与):

- 1) 机组负荷<80%
- 2) DEH 控制方式在功率回路
- 3) 高、中压主汽门均在开启状态
- 4) 补汽阀在关闭状态 (开度<3%)
- 5) ATT SGC ON

在做 ATT 试验前应退出机组协调控制, DEH 在本地负荷控制方式, 并确认 DEH 自动控制画面中 RELS SETP-CTRLS 按钮下方 STOP 或 BLOCKED 报警灯未点亮。在进行 ATT 试验的过程中注意负荷和主汽压力变化, 负荷变化一般应 $\leq 50\text{MW}$, 试验中注意阀位指示是否正常, 并应加强监视汽轮机振动及轴向位移, DCS 侧需注意主、再热汽温两侧偏差的调整。ATT SGC ON 且 ATT 试验不在进行中, 延时 60s 后, ATT SGC 将自动 OFF。在每次做完 ATT 试验后, 应检查 ATT SGC 应 OFF 掉, 否则 ATT SGC 将每隔 30 天自动做一

次 ATT 试验。

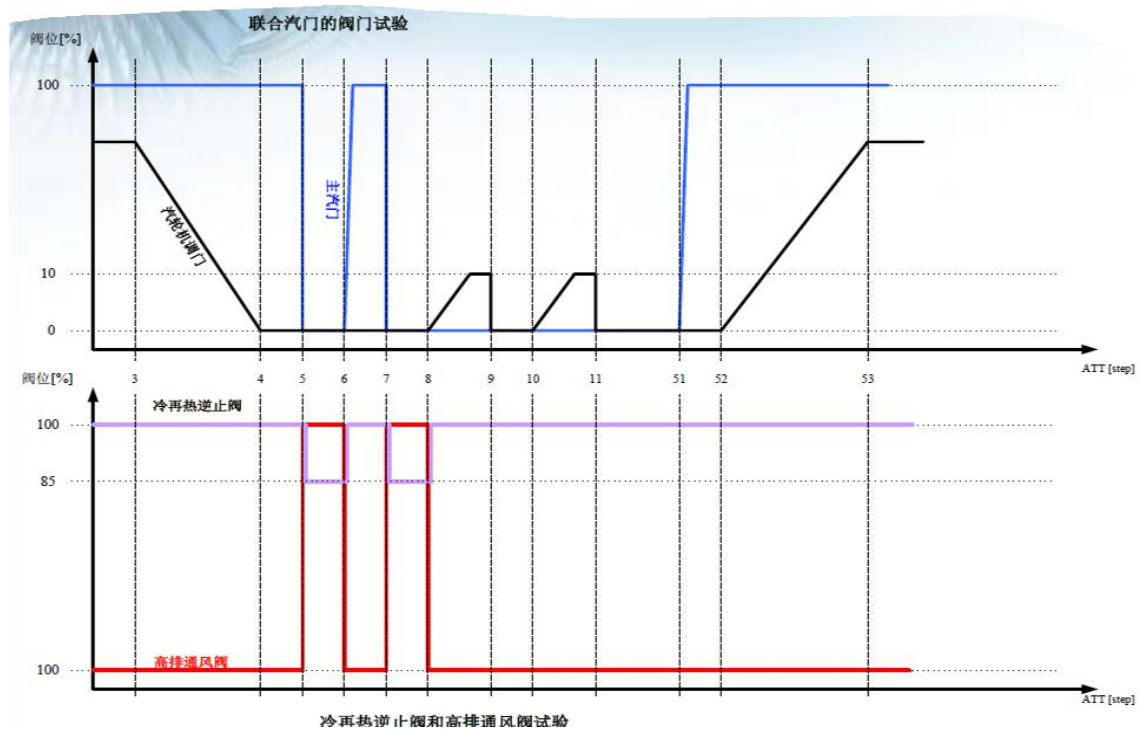


图 19-1 ATT 试验阀门动作曲线

ATT 试验的过程：以高压主汽门和高调门 ATT 试验为例，当进行高压缸阀门组试验时，该侧高压调门缓慢关闭，对侧高调门同时开大，其开度的大小根据机组当前负荷指令进行控制。当被试验的高调门完全关闭后，进行高压主汽门活动试验，主汽门的两个跳闸电磁阀分别动作一次，使相应的主汽门关、开活动二次；在该侧主汽门关闭的情况下，进行高调门活动试验，高调门的两个电磁阀分别动作一次，使相应的高调门活动二次，并给出试验成功的反馈，调门试验完成。完成高压调门试验之后，该侧高压主汽门打开，在主汽门全开后，高调门开始打开，同时对侧高调门开始关小，直到恢复到试验前的状态。补汽阀试验，在高压主汽门、调门 A 试验成功后进行；阀门组试验完成后，对高排逆止阀和高压缸通风排汽阀进行相同的试验，每个阀门的两个电磁阀均分别动作一次，使相应的阀门活动两次。图 19-1 即为 ATT 试验时各汽门动作关系曲线。

19.1.5.2 汽门严密性试验：

T3000 系统可实现主汽门、调门严密性试验的自动完成，当进行主汽门严密性试验时，首先将汽轮机冲转至 3000r/min，调整主气压力至 13.5MPa（50%额定主汽压力）。在 DEH “ECV LEAKAGE TEST” 控制面板上选择试验开始后，主汽门换向阀将主汽门及再热主汽门关闭。通风阀打开，高排逆止阀关闭。高、中压调门调门通过转速控制器控制全开。观察汽轮机转速下降。注意观察高排温度。然后，汽轮机转速逐渐下降，当转速小于 500r/min 时，认为主汽门严密性试验合格。高、中压调门严密性试验也同样过程，在 DEH “CV LEAKAGE TEST” 控制面板上选择试验开始后，DEH 将高调门及中调门指令降至零。通风阀打开，高排逆止阀关闭，主汽门保持全开。观察汽轮机转速下降。当汽轮机转速小于 500r/min 时，认为调门严密性试验合格。

在进行主汽门及调门严密性试验时，应监视主汽门或调门确已关闭，并严密监视主机转速确实下降，防止主机超速。注意：当试验结束后，必须遮断汽轮机后再重新启动。

19.2 ETS 危急遮断系统

19.2.1 危急遮断系统概述

汽轮机危急遮断系统监视汽轮机的重要运行参数，当这些参数超过运行限制时，发出停机信号，快速关闭汽轮机进汽阀门，使汽轮机组处于安全状态，以避免设备发生进一步的损坏，造成更大的损失。

ETS—Engine Temperature Switch 引擎温度开关，汽轮机跳闸保护系统的简称 ETS 控制系统，其至少具有下列保护停机功能：

- 1) 汽机超速
- 2) 轴向位移过大
- 3) 润滑油压低
- 4) 支持轴承温度或推力轴承温度高
- 5) 凝汽器真空低
- 6) 发变组故障
- 7) 机组振动大
- 8) 手动停机保护
- 9) 其它

TSI 汽轮机安全监视系统 TSI (Turbine Supervisory Instrumentation) 该系统的监视参数有：

- 1) 机组的转速监视。
- 2) 触发自动盘车的机组零转速监视。
- 3) 转子的轴向位移监视：用于监视转子推力盘相对于推力轴承的轴向位移。
- 4) 轴系偏心(弯曲)监视：用于监视转子偏心度的峰—峰值和瞬时值。
- 5) 机组的膨胀监视：用于监视汽缸的绝对膨胀和转子与汽缸间的轴向膨胀差(胀差)。
- 6) 机组的轴系振动监视，由于大型机组的轴系比较复杂，该监视系统又可细分为：
 - ① 转子绝对振动峰—峰值；
 - ② 轴承座振动峰—峰值；
 - ③ 转子相对于轴承座的相对振动峰—峰值。

ETS 与 TSI 的区别和关系：

1) ETS 即汽轮机危急遮断系统，它接受来自 TSI 系统或汽轮发电机组其它系统来的报警或停机信号，进行逻辑处理，输出指示灯报警信号或汽轮机遮断信号。

2) TSI 系统能连续地监测汽轮机的各种重要参数，例如：可对转速、超速保护、偏心、轴振、盖(瓦)振、轴位移、胀差、热膨胀等参数进行监测，帮助运行人员判明机器故障，使机器能在不正常工作引起的严重损坏前遮断汽轮发电机组，保护机组安全。

3) TSI 就是汽轮机的在线监视，例如本特利 3300/3500 和飞利浦的 M600 等等，主要监视汽轮机的转速、振动、膨胀等等。

4) ETS 是汽轮机的保护系统，可以是 PLC、常规继电器、DCS。当汽轮机运行不正常的时候跳闸汽轮机。

两者的关系可以说是侧重不同，TSI 的数据主要供监视，但是 ETS 的振动跳机信号是由 TSI 提供的。因此，在大型机组中，监测和保护系统 (TSI 和 ETS) 是非常重要的。它不仅可以提高劳动生产率和电能质量，还能降低发电成本，改善劳动条件，并为大型机组的安全、经济运行提供了可靠的保证。

根据不同的功能，该保护系统可分为超速保护系统 (OPS)、电子保护系统 (EPS)、汽轮机遮断系统 (TTS) 和液压执行机构 (EHA) 跳闸电磁阀四部分。

EPS 采集主机润滑油压力、主油箱油位、TSI 振动、轴向位移、轴承金属温度、发电机冷氢温度、

定冷水流量等重要参数，并对这些参数进行检测和分析，一旦发现参数越限或测点故障即发出跳闸信号。汽机跳闸信号的基本结构是三通道，以三选二组态。在无通道故障时任意两个通道的测量值越限，或两个通道故障，任一测量值越限，或三个通道同时故障都会发出跳闸信号。汽机跳闸信号采用一置位优先的 RS 触发器进行记忆，只有机组没有保护跳闸条件时，才允许复位。而该复位只是逻辑上的复位，由汽机顺控启动程序完成。

TTS 是连接 OPS、EPS 和跳闸电磁阀的通道，所有的汽轮机遮断指令包括 EPS、发电机保护（发电机跳汽机）、紧急停机按钮和 OPS 等产生停机信号，都通过 TTS 去动作、遮断各汽门的跳闸电磁阀。其中 OPS 是带有自动在线试验的特殊电子系统，它有两组，每组三只独立转速探头和通道转速监视器。判断汽机超速后，OPS 输出开关量控制继电器动作，切断停机电磁阀的供电回路，实现汽机跳闸。由于此保护为硬回路，因此动作后必须在电子间手动复位两组继电器方可再次启动汽轮机。另外，机组负荷供应瞬间中断时，DEH 会发出调门快关信号，使调门的跳闸电磁阀失电直至快关信号消失。

每个汽门都有两个跳闸电磁阀，每个跳闸电磁阀有两个线圈。任一个跳闸电磁阀动作即可泄去油动机
的油压，而每个电磁阀必须两个线圈同时失电才会打开。如此的双冗余设置，避免了保护系统的拒动和误动。 ETS 系统组成示意图 19-2 如下：

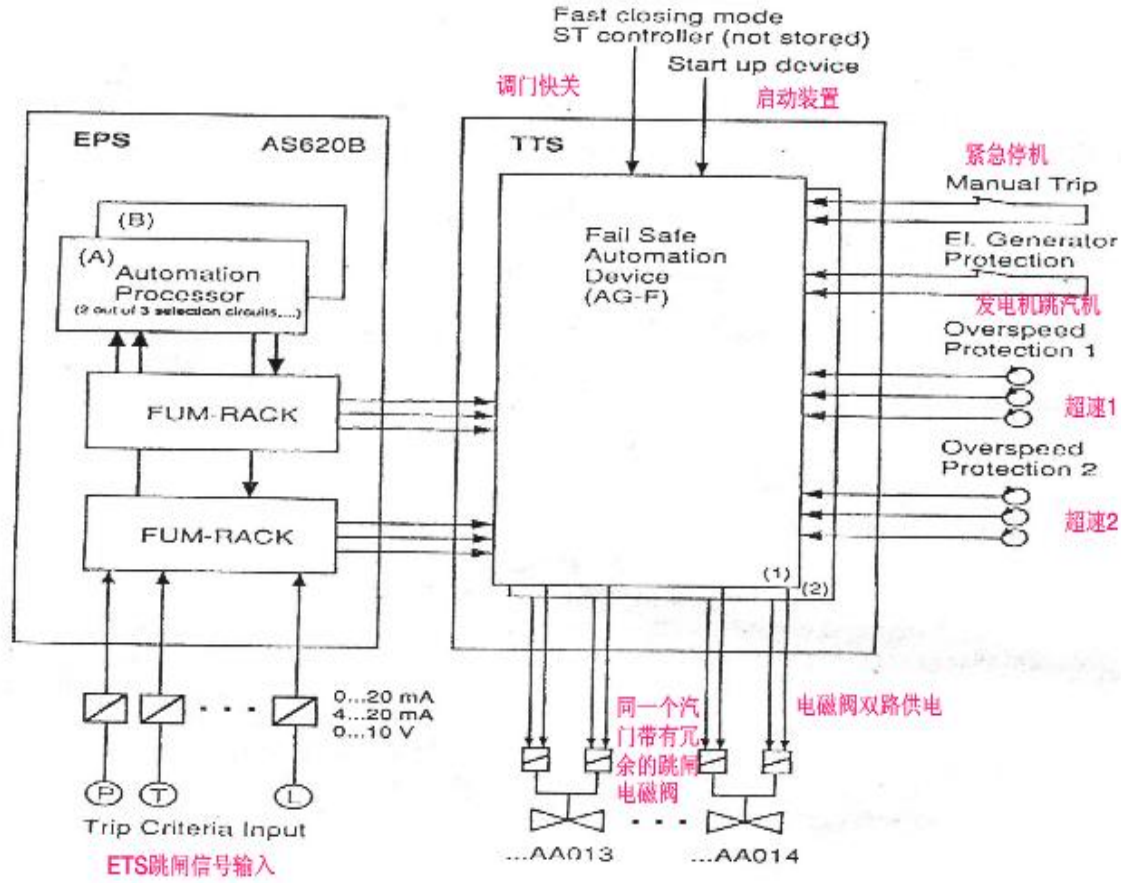


图 19-2 汽轮机保护组成示意图

19.2.2 超速保护系统（OPS）

本机组超速保护系统取消了传统的机械危急遮断器，由两套电子式的超速保护装置构成。超速保护装置采用德国 BRAUN 公司的 E16 三通道转速监测系统（如图 19-3）。每套超速保护装置包括三个转速模块和一个测试模块。三个转速通道独立地测量显示机组转速。每个转速模块不仅接收本通道的测速信

号, 而且接收其它两个通道的信号。



图 19-3 超速保护装置外形图

监控模块持续地检查三个通道信号的数值。如果某通道的测量值同时与其它两通道的数值有明显偏差,则认定该通道传感器故障,任何一个故障都发出报警信号。每套超速保护系统还包含一个独立的数字信号发生器,用以模拟转速信号,在机组运行时,定期对转速模块进行测试。通过面板上的触摸式按钮,可对系统进行设置。

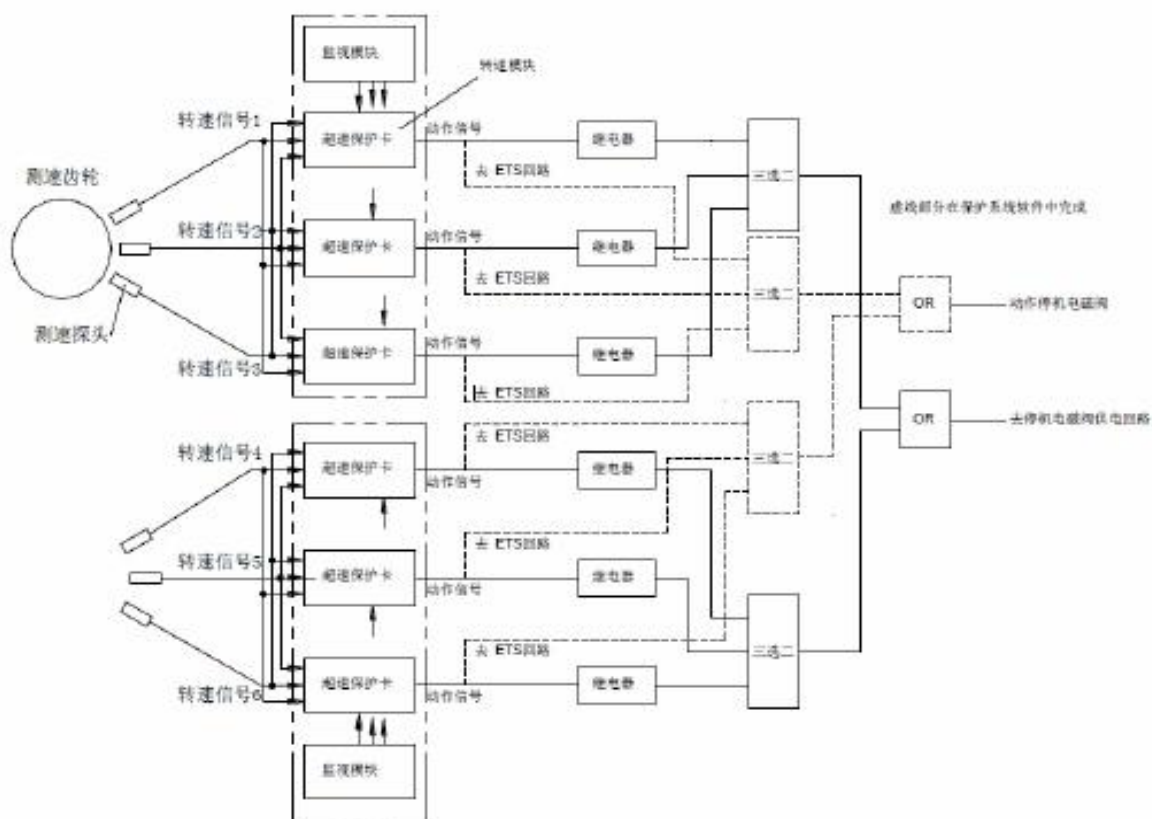


图 19-4 超速保护原理

两套超速保护装置控制汽轮机进汽阀门油动机上的快关电磁阀的电源供应。当其中任何一套装置动作后，所有油动机的快关电磁阀将失电，阀门在关闭弹簧的作用下快速关闭，使汽轮机组停机。转速模块发出的动作信号通过继电器回路，进行硬件的三取二逻辑处理。二套处理系统串连进快关电磁阀的电源供给回路，直接切断电磁阀的电源，快速停机。超速保护装置的动作信号还同时送到保护系统的处理器，在软件里再进行三取二的逻辑处理，和其他保护信号一起，通过输出卡件控制油动机的快关电磁阀。超速保护原理见图 19-4。

转速信号通过安装在汽轮机#2 轴承座处的六个测速探头分别送到两套超速保护装置的 6 个转速模块，DEH 用转速脉冲信号由超速保护装置给出。配合 E16 型超速保护装置，采用非接触式的 A5S 系列霍尔效应转速传感器，实现对汽机转速的监测功能。A5S 系列转速传感器为有源器件，由 DEH 机柜供电，输出的转速脉冲是标准方波，安装间隙推荐为 2~2.5mm。E1655 测速模块可以在机组静止或运行状态下实现对转速传感器电源、传输线路的监测。

19.2.3 数据采集处理及电子保护系统（EPS）

数据处理采集处理系统包括输入输出卡件，处理器及相关的逻辑处理。汽轮机现场及其它系统来的保护信号，提供至输入卡件继而送到控制处理器，进行相关的逻辑处理，形成最终的汽轮机保护动作信号，通过输出卡件控制相关的停机电磁阀，从而使机组迅速停机。由于本机组停机系统不设专用的停机电磁阀，从 ETS 发出单独的动作信号到每个快关电磁阀。另外，DEH 发出的超速控制指令直接作用到调门的快关电磁阀，将所有调门快关。系统由冗余的处理器、输入/输出卡件、超速保护装置等组成。

电子保护系统（EPS）接受传感器、热电偶等重要的汽轮机保护信号。保护信号通过输入卡件送入控制器。冗余的保护信号分配到不同的卡件，在控制器中进行三取二逻辑处理，最终动作信号通过冗余 DO 卡件，控制油动机快关电磁阀。当这些信号超过预设的报警值时，发出报警。当参数继续变化超过遮断值时，发出遮断信号，动作停机电磁阀，遮断机组。

EPS 保护回路构成：标准的保护包括三取二组态（除振动信号采用二取二）。它们包括数据测量采集设备、信号处理、阻止信号产生、遮断信号产生和保护信号输出。汽轮机保护条件通过模拟量测量，信号不间断的进行监视和比较。通过数字化自动系统执行信号处理。采用这种设计，可以精确完成所有汽轮机组保护回路而不需要另外的试验设备。汽轮机组的保护条件，由汽轮机组安全运行的需要来定，这些保护回路没有投入，机组将不允许运行。这些信号汇总后，形成汽轮机保护停机信号送到 TTS 系统进行处理。

19.2.4 TTS 系统

TTS 系统接受保护的开关量信号，包括超速保护、发电机保护、锅炉保护 MFT、紧急停机按钮及汽轮机保护信号，通过相应的输入模块送到处理器，在处理器进行运算处理。形成最终的停机信号，通过冗余输出模块，控制油动机的快关电磁阀，快速泄去控制油、使汽机各阀门迅速关闭。

TTS 的逻辑处理在独立的处理器中完成。图 19-5 即为危急遮断系统原理图。

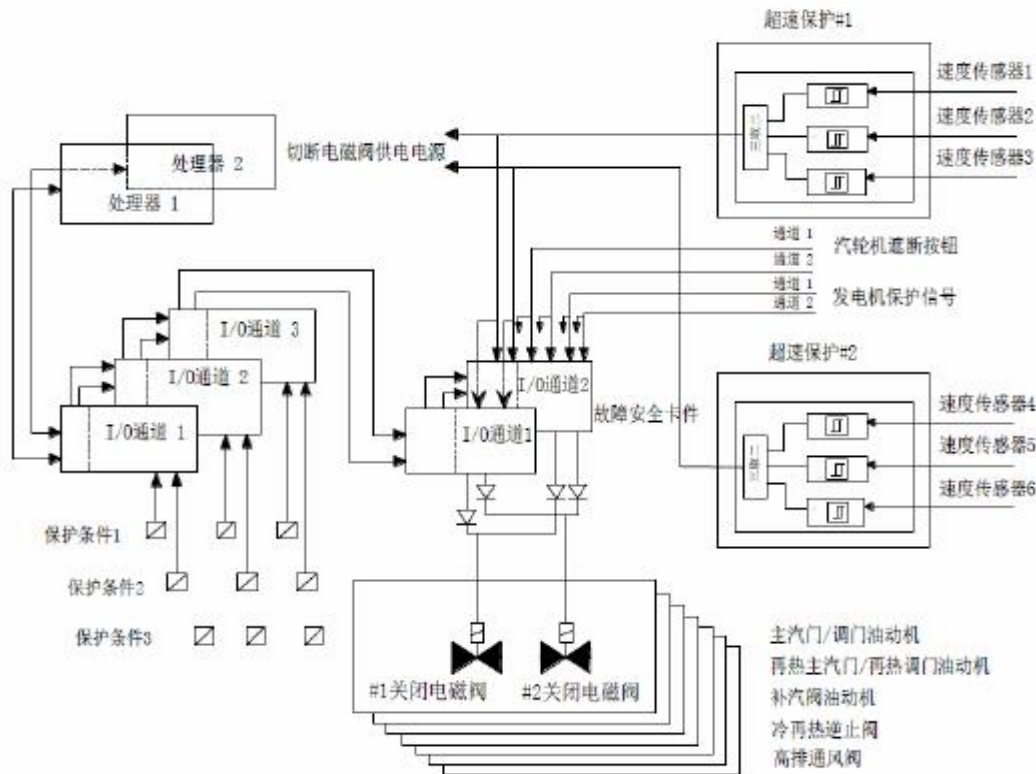


图 19-5 危急遮断 TTS 系统原理图

19.2.5 EH 停机系统

本机组的 EH 停机系统，每个油动机是独立的，单独动作。在每个油动机上设置了两个串联的快关（跳闸）电磁阀。只要其中的一个电磁阀动作，该阀门就迅速关闭。每个电磁阀分别接受 ETS 来的动作信号，将阀门快速关闭。电磁阀常带电，失电动作。

主汽门：高中压主汽门电磁阀有两个失电跳闸电磁阀、两个跳闸阀，它们二选一方式工作，只要有一个电磁阀失磁，就会使一个跳闸阀打开，泄掉油动机中的压力油，使相应阀门关闭；每个电磁阀装有两个分离的线圈，每个线圈与跳闸系统之一联系，一个线圈通电可使电磁阀处于非跳闸位置，只有两跳闸系统都动作时，才使汽轮机跳闸，这种设置可有效地防止保护拒动与误动，提高保护系统的可靠性。另外主汽门还设有一先导阀（换向阀），在主汽门的跳闸电磁阀得电（红色），先导阀失电（绿色）时，主汽门方可开启；在跳闸电磁阀失电时，主汽门会快关，而在跳闸电磁阀得电，且先导阀也得电时，主汽门也会关闭，但关闭的速度相对较慢（在暖阀过程中的主汽门的开关过程）。

调门及补汽阀：调门及补汽阀的伺服阀均为双线圈、自平衡且失电不能保持，失电后调门会自动关闭到 0；另在每一个主汽门、调门及补汽阀油动机处均设有一漏液检测开关，当油动机漏油且就地油盘中液位高时，该开关会发出报警。

下图 19-6 以高中主汽门油动机及停机电磁阀回路说明跳闸原理，

a) ESV 跳闸电磁阀逻辑说明：

自动开条件：电磁阀得电得，电与供油接通，

汽机无跳闸信号且对应汽门得 SLC 投入，出现如下条件（或）：

- 1) $TAB > 22.5\%$
- 2) ATT 试验复位
- 3) 高压缸恢复子组第二步

自动关条件：电磁阀失电，失电与回油接通。

- 1) 汽机跳闸
- 2) ATT 试验
- 3) $TAB < 17.5\%$
- 4) EH 供油顺控第一步

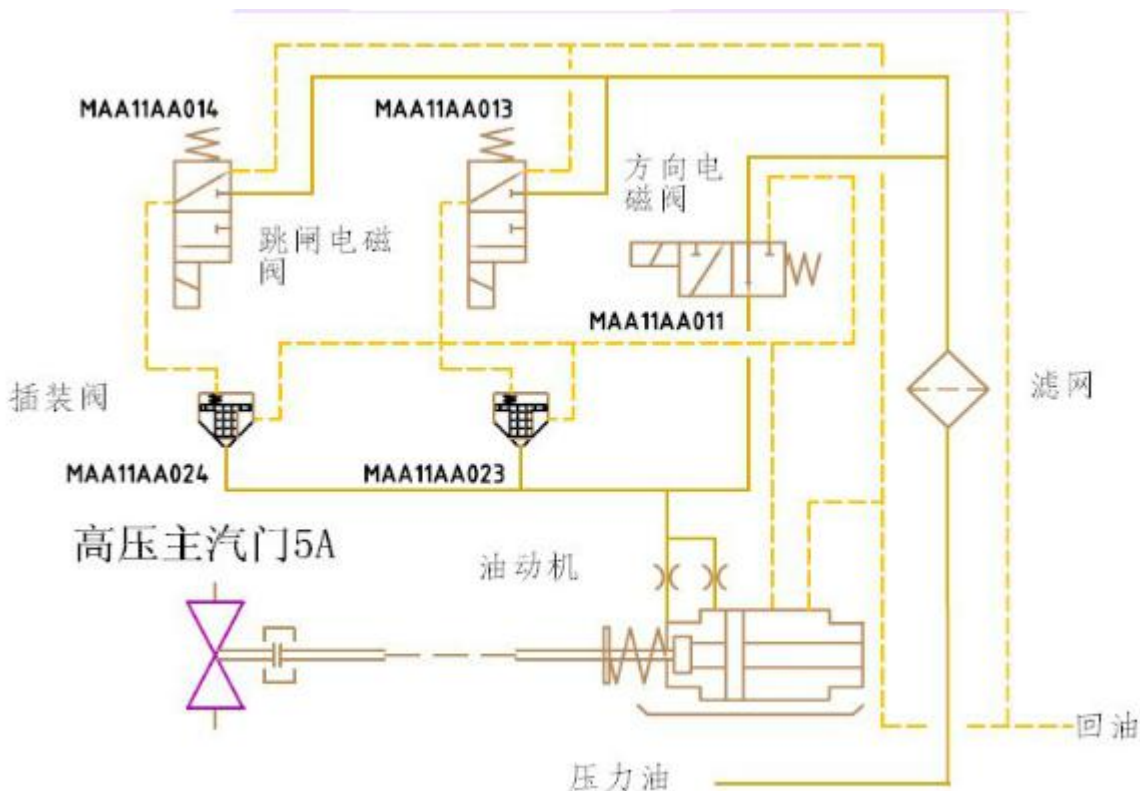


图 19-6 油动机及跳闸电磁阀回路

b) CV 阀跳闸保护

汽机 EPS 动作时，单个 CV 阀的 RS 触发器会保持记忆，即使跳闸信号消失，也不会使跳闸电磁阀恢复得电，除非汽机启动顺控再次走步，升 TAB 大于 12.5%，TTS 复位，再升 TAB 大于 32.5% 后，CV 阀的跳闸电磁阀才会关闭。

19.2.6 危急遮断系统保护项目说明

19.2.6.1 手动停机

本机组在机头设置了 1 个紧急停机按钮，有 3 副 NC 和 1 副 NO 触点，该紧急停机按钮和集控室的紧急停机按钮一起构成手动停机回路。这些按钮送到 ETS 系统，单需要手动紧急停机时，通过这些

按钮，使快关电磁阀失电，遮断机组。集控室按钮采用双按钮形式，每个按钮有 4 副 NC 和 1 副 NO 触点。其中 3 副 NC 触点和机头按钮的触点组合进入处理器，三取二后跳机。还有一路信号接到电磁阀供电回路，直接动作电磁阀。

三个停机按钮的信号分别接到 ETS 机柜，在机柜内按照以上原理图进行接线。

19.2.6.2 振动保护 MAD11/12/13/14/15CY121, MKD11CY121, MKD12CY121, MKD21CY121。

本机组采用轴承座落地结构，汽轮机基础采用柔性基础，因此，轴承保护采用轴承座振动（绝对振动）保护，而轴振动（相对振动）仅用来报警。如轴振动大，运行人员认为需要停机，可采取手动停机。轴承座振动探头安装在 45 度方向，在相近的位置设置了两只振动探头。这两个信号通过 TSI 装置处理后将 4-20mA 模拟信号都送入 ETS 保护系统，进行二取二处理，即两个振动信号都超限，保护动作。另外，TSI 还发出通道报警信号，振动通道故障后通道 OK 信号动作。该信号和振动超限信号一起，即同一轴承的两个振动信号超限或发生故障，振动保护动作。X、Y 方向的两个轴振动探头信号送到 TSI 装置，进行合成处理后再送到 DEH 进行报警。

19.2.6.3 轴向位移 MAD12CY111/112/113

在汽轮机#2 轴承座处安装有三个轴向位移探头，通过 TSI 装置处理后将三个模拟量信号送到 ETS 系统，进行三取二处理。

19.2.6.4 轴承温度

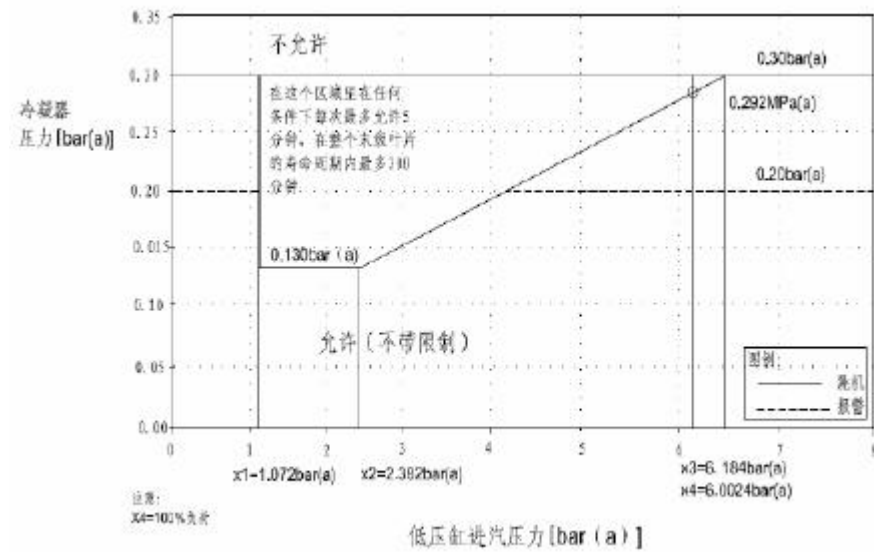
机组在每个轴承上安装有两个测量轴承金属温度的三支热电偶（其中#1，#2 轴承安装有上下部各 2 只），推力轴承在正负推力面各装有两支三支热电偶。每个热电偶的三个信号全部进入 ETS 系统，在处理器中对每个温度点进行三取二处理，当温度超限后动作。

19.2.6.5 润滑油系统 MAV42CP/116/117/118、MAV10CL121/122/123

润滑油系统的保护有润滑油压、润滑油箱油位。它们都采用三个变送器进行测量，将 4-20mA 信号送到 ETS，进行三取二处理。测量油压、油位的变送器全部集成在润滑油箱上。润滑油压力测点在滤油器后的母管上。具体的动作值在调试时根据润滑油的实际工作压力确定（详见传递图控制整定值的相关部分）。

19.2.6.6 凝汽器真空 MAG10CP103/104/105, MAG20CP103/104/105

为了保护汽轮机低压缸末级叶片，以及凝汽器超压，需要对凝汽器真空进行限制，当超限时，保护动作停机。凝汽器低真空保护采用一个固定的设定值和可变的设定值。真空一旦低于固定的设定值立即发出保护信号。可变的凝汽器真空设定值和低压缸进汽压力（即流通管压力）相关。当超过动作值后延时 5 分钟发出保护信号。下图定值仅供参考，具体以工程项目实际定值为准。



凝汽器真空和低压缸进汽压力都采用三个变送器。

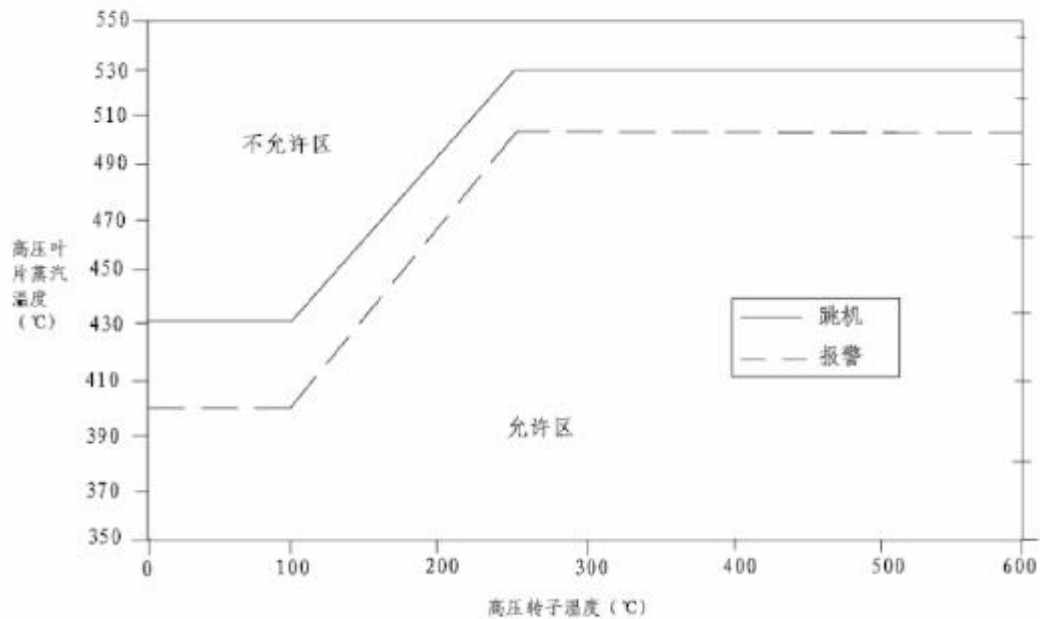
19.2.6.7 EH 油压低保护 MAX01CP101/102

在每个 EH 油泵出口设置有一个压力变送器。当两个压力都低于设定值，延时 5 秒后发出保护信号。

19.2.6.8 高压叶片级温度高保护 MAA50CT115A/116A/117A

高压叶片级温度是高压缸进汽蒸汽温度(12 级后)，由于超超临界机型高压缸的特殊通流设计，这个温度用来替代高压缸排气温度保护。

此处安装 3 支热电偶，当温度超过报警值时，高排温度控制器激活，增大高压缸流量降低高压缸排气温度；若温度超过保护值，则汽轮机跳闸动作。



19.2.6.9 低压缸排汽温度高保护 MAC10CT171A/172A/173A, MAC20CT171A/172A/173A

为了防止末级压叶片温度过热，在低压缸两个末端各安装 3 支热电偶，监测末级叶片温度，当温

度升高到一定值时，打开低压缸喷水电磁阀降低此处温度，若温度继续升高超过限值，则汽轮机保护动作。

19.2.6.10 DEH 硬件保护停机

DEH 处理器死机不执行程序，DPU 通讯发生故障，系统将发出停机信号；汽机两侧各有一个油动机上的电磁阀失电，系统保护停机；

19.2.6.11 其它保护

保护系统接受其它系统来的停机信号，包括发电机保护停机，锅炉 MFT 停机，发电机断水保护等。

19.2.7 保护画面说明

图19-7所列项目，即为汽轮机ETS监测报警画面和汽轮机ETS跳闸首出画面。



图 19-7 T3000 汽轮机保护监测及跳闸首出

19.2.8 油动机说明

见第 8 章。

19.3 DCS 控制系统

DCS 完成模拟量控制 (MCS)、顺序控制 (SCS) [包括锅炉和汽机的辅机顺序控制 SCS (B/T) 和发电机、变压器组和厂用电系统的顺序控制 SCS (G/A)、锅炉吹灰顺序控制]、炉膛安全监控系统 (FSSS)、数据采集 (DAS)、汽机旁路控制 (BPS)、汽轮机紧急跳闸系统 (ETS) 的功能, 并满足各种运行工况的要求, 确保机组安全、高效运行。

本工程单台机组 DCS 系统控制范围包括: 机、炉、电及常规辅机工艺系统、发电机/变压器组和厂用电系统以及全厂公用系统等。

19.3.1 DCS 系统概述:

本公司采用艾默生过程控制有限公司制造的 OVATION 控制系统。该系统具有控制器物理位置分散、控制功能分散、系统功能分散和显示、操作、记录、管理集中的优点, 而且熔入了当前先进的微处理器技术、CRT 图形显示技术和安全的通讯技术, 形成了一个功能更加完善且有决策管理性能的新型分布式控制系统。OVATION 控制系统为工厂控制环境提供了真正的开放式计算机技术, 是严格按照 ANSI 开放式标准建立的工业系统, 满足相关安全、环保等强制性标准。

19.3.1.1 OVATION 系统配置方案说明:

1) 过程控制单元 DPU

过程控制单元是 DCS 电厂控制的核心, 具有重要的作用。实现 DCS 保护, 模拟调节, 顺序控制, 数据采集等与工艺过程和设备直接相关的功能。对过程控制单元的要求是:

- 具有高可靠性, 在各种工况下确保过程的安全。
- 分散与灵活性, 适应各种工艺过程的要求。
- 实时与快速性, 快速处理多个回路, 在各种工况下都能完成全部任务。
- 开放性, 在完成的同时能够实现多种通讯方式。

本项目配置了冗余的控制器, EMERSON 公司系统的设计中心在可靠性上, 上从网络下到 I/O 卡的供电提供了最大的可靠性: EMERSON 公司为所有的系统提供了冗余的处理器, 这种冗余的配置最大限度的保证了控制器工作的可靠性。

2) 控制室/工程师室设备

控制室/工程师室设备包括操作员站、工程师站、打印机以及操作台、打印机台。

单元机组: 配置 1 台数据库/工程师站、1 台 OPC 站、2 台工程师站、2 台历史站、6 台操作员站、1 台值长站布置于工程师室和集控室内。

公用系统: 配置了 1 台数据库/工程师站、1 台 OPC 站、1 台历史站、1 台操作员站工程师室和集控室内。

辅控系统: 配置了 1 台数据库/工程师站、1 台 OPC 站、1 台历史站、2 台操作员站布置在化水电子间, 1 台工程师站、2 台操作员站布置在输煤电子间。

3) 网络通讯系统

OVATION 系统的重要特点之一是具有一套完整、可靠、开放的通讯系统。通讯设备采用市场上通用的 CISCO 公司的快速以太网交换机, EMERSON 公司的网络结构克服了服务器/客户机这种主从依赖关系的网络结构, 采用的是单层的, 点对点的对等结构的冗余的 100Mbps 的一体化的快速以太网, 系统中不需要任何网关。同时 OVATION 系统采用的是 Oracle 全嵌入式、分散形的关系数据库, 系统能将

数据管理分散嵌入到网络上的对应的站点中，任何站点的工作均不需要彼此依赖。使得系统在数据管理上真正做到了彻底地分散。

单元机组：配置了 5 对冗余的网络交换机；

公用系统：配置了 1 对冗余的网络交换机；

辅控系统：配置了 4 对冗余的网络交换机。

4) 远程 I/O 设备

本项目中还有大量的，分散的远程 I/O 点。包括：a) 远程 I/O 站 (RI/O)；b) 远程 I/O (RR)；c) 远程 I/O 前端 (RDA)。

对于 RI/O 系统，即将控制器放在就地，通过冗余光缆与交换机进行通讯。本项目中采用 RI/O 的有公用系统的辅机水系统、压缩空气系统；辅控系统的输煤转运站。

对于 RR 系统，即将远程 I/O 机柜通冗余光缆接入电子设备间内的 OVATION 系统控制机柜。。

对于 RDA 系统，锅炉、汽机温度群远程测点或采用国产智能前端。

5) OVATION 系统与其它系统的接口

OVATION 提供了标准的 RS-485, RJ-45 接口，可与 SIS 系统及其它系统进行无缝安全接口。

6) 软件

OVATION 系统随硬件设备提供了必须的系统软件，包括操作系统软件及 OVATION 系统软件。

19.3.1.2 操作员界面说明

Ovation 操作员站提供了一个高分辨率的窗口，以处理控制画面、诊断、趋势、报警和系统状态的显示。通过工作站，用户可以获取动态点和历史点、通用信息、标准功能显示、事件记录和一个复杂的报警管理程序。Ovation 工程师站在操作员站功能的基础上增加了创建、下载和编辑过程图象、控制逻辑和过程点数据库等所需的工具。

操作员用户界面特征：

a) 三种标准平台可供选择：Solaris 操作系统的工作站、PC 基准的 Windows、Java/浏览器远程工作站。

b) 单显示器或双显示器支持，全面多任务操作性的实时监视和控制网络。

c) 使用开放式 Windows 主题的环境，具有兼容不同的第三方组件或软件的能力；

d) Ovation 操作员站允许对 200,000 动态点进行访问具有快速直接访问信息能力，例如：通过导向调节显示页的缩放；

e) 支持多种语言、字符集和文化背景转换的能力；

f) 标准平台确保多用户支撑和对将来硬件发展的兼容性；

用户可通过选择操作员站监视器上的图标来访问标准操作员站：报警、组态显示、算法参数调节、浏览用户过程控制。当图标被激活，相应的标准控制功能会显示在一个窗口内，它可以按照多窗口显示的格式被任意调整尺寸和移动。最多可由 7 个不同功能的窗口同时显示。这些窗口可以任意调用、定位和调节。操作员站可调用存储在硬盘内的由工程师站用 CAD 类型的图形建立器绘制的用户过程画面。过程浏览用户过程控制。当图标被激活，相应的标准控制功能会显示在一个窗口内，它可以按照多窗口显示的格式被任意调整尺寸和移动。最多可由 7 个不同功能的窗口同时显示。这些窗口可以任意调用、定位和调节。操作员站可调用存储在硬盘内的由工程师站用 CAD 类型的图形建立器绘制的用户过程画面。过程画面可定义为操作员站通用和特定站使用两种方式。

Ovation 操作员站提供了一个菜单系统，来表示标准的回路和显示方式具有如下功能：报警显示画面、拖/放点名功能、点信息、系统自诊断、图形显示、程序执行、逻辑子系统、通用信息显示等。

19.3.2 DCS 控制过程

19.3.2.1 概述

生产过程中有两类控制，即调节控制和顺序控制。

调节控制是一种闭环控制，它利用反馈将被控制量与给定值进行比较，然后根据比较的结果，输出控制指令，使得被控制量维持在规定值附近。在这类控制系统中，控制器的输入/输出量均为模拟量，所以也称为模拟量控制系统。

另外一类控制就是顺序控制，它仅与设备的启、停有关。它根据生产过程的工况和被控设备的状态等条件，按照预先规定的顺序去启、停被控设备。在这类控制系统中，检测、运算和控制用的信息全部是“有”和“无”两种信息，这种具有两种状态的信息称为开关量信息，因此这类控制也称为开关量控制。

大型火电单元机组顺序控制系统简称 SCS (sequence control system)，它的功能是对大型火电单元机组热力系统和辅机，包括电动机、阀门、挡板的启、停进行自动控制。随着机组容量的增大和参数的提高，辅机数量和热力系统的复杂程度大大增加，一台 600MW 机组约有辅机、电动/气动门、电动/气动执行器 300 余台套。顺序控制系统涉及面很广，有大量的输入输出信号和逻辑判断功能。对如此众多而且相互间具有复杂联系的热力系统和辅机设备，靠运行人员进行手工操作是难以胜任的，必须采用安全可靠的自动控制装置，对热力系统和辅机实现顺序控制。

在 DCS 分散控制系统中，SCS 是其一个组成部分。它与数据采集系统(DAS)、模拟量控制系统(MCS)等系统有机地结合起来，实现数据共享，从而节省大量的检测元件和信号转换装置。它相当于把热力系统和辅机运行规程用逻辑顺序控制系统来实现。采用顺序控制后，对于一个热力系统和辅机的启、停，操作员只须按一个按钮，该热力系统的辅机和相关设备按安全启、停规定的顺序和时间间隔自动动作，运行人员只需监视各程序步执行的情况，从而减少了大量繁琐的操作。同时，又由于在顺序控制系统设计中，各个设备的动作都设置了严密的安全联锁条件，无论自动顺序操作，还是单台设备手动，只要设备动作条件不满足，设备将被闭锁，从而避免了操作人员的误操作，保证了设备的安全。

19.3.2.2 控制范围：

顺序控制系统的控制范围包括与机、炉、电主设备运行关系密切的所有辅机，以及阀门、挡板等。顺序控制系统按热力系统将辅机划分为若干功能组(functiongroup)，功能组就是将属于同一系统的相关连的设备组合在一起，一般是以某一重要辅机为中心。目前单元火电机组的顺序控制系统，一般分为三级，即机组级、功能组级和设备级。机组级是最高一级的顺序控制，也称机组自启停系统，它能在少量人工干预下自动地完成整台机组的启停。SCS 机组级程序在接受机组启动指令后，将机组从起始状态逐步启动到带负荷，直至 100%负荷，中间只有少量断点，由操作员人工确认按下按钮，程序就能继续进行下去。功能组级是操作人员发出功能组启动指令后，同一功能组的相关设备将按预先规定的操作顺序和时间间隔自动启动。

19.3.2.3 具体功能：

根据汽轮机组运行特性及附属设备的运行要求，构成不同的顺序控制子系统功能组和子组，并至少提供以下子系统功能组：

a) 子系统顺序控制功能组

1) 给水泵顺序控制功能子组：

控制电动给水泵、气动给水泵和给水泵前置泵组的启动、停止及有关阀门(包括最小流量再循环阀)的打开、关闭等。

a、电动给泵子组：

该子组项包括电动给水泵、电动给水泵润滑油泵、出口阀门、前置泵进口阀、再循环阀等。

b、汽动给水泵子组：

汽动给水泵子组项：该子组项包括汽动给水泵进汽阀、进水阀门、出水隔离阀、前置泵、油泵(盘车装置)、再循环阀等。

2) 汽机防进水功能组。

汽轮机本体及蒸汽管道疏水阀、抽汽管道电动门、逆止门打开、关闭等。

3) 汽机轴封系统顺序控制功能子组：

控制轴封进汽及疏水阀门的打开、关闭和切换等。

4) 汽机主汽和再热汽系统顺序控制功能子组：

控制主汽和再热汽管道上的阀门打开、关闭和切换等。

5) 汽机疏水放气系统顺序控制功能子组：

控制疏水放气管道上的阀门打开、关闭和切换等。

6) 汽机抽汽系统顺序控制功能组：

控制各段抽汽管道上的阀门(包括疏水阀)打开、关闭和联锁切换等。

7) 加热器系统顺序控制功能组：

控制每台加热器系统上的阀门(包括进出口阀、旁路阀、疏水阀和紧急疏水阀等)的打开、关闭和切换，并根据运行工况投入和切除加热器。每一台加热器为一个顺控功能组。

8) 除氧器顺序控制功能子组：

控制所有有关阀门，完成除氧器的启、停控制和正常运行及保护功能。

9) 凝结水系统顺序功能组：

控制每台凝泵启动、停止及有关阀门的打开、关闭和切换等。

10) 间冷及循环水系统顺序功能组

控制间冷塔补充水、扇段投切、阀门开关、防冻及循环水泵启动、停止及有关阀门的打开、关闭和切换等。

11) 辅机冷却水系统顺序控制功能组：

控制机力冷却塔、辅机冷却水泵的启、停及有关阀门的打开、关闭和切换等。

12) 低压缸喷水顺序控制功能子组。

13) 辅助蒸汽系统顺序控制功能子组：

控制各段管道上的阀门打开、关闭和切换等。

14) 发电机冷却水系统顺序控制功能子组：

控制系统内泵、阀门等的启/停、开/关和切换等。

15) 发电机氢气冷却顺序控制功能子组：

控制发电机氢冷系统。

16) 发电机油系统顺序控制功能子组：

控制发电机密封油系统内泵、排烟风机、阀门等的启/停、开/关和切换等。

17) 汽机润滑油系统顺控功能子组：

控制系统内泵、排烟风机、阀门、电加热器等的启/停、开/关和切换等。

18) 辅助蒸汽系统顺控功能子组：

19) 水环真空系统顺控功能子组：

控制系统内泵、阀门等的启/停、开/关和切换等。

b) 模拟量控制系统(MCS)

常规的自动调节系统是汽轮机和锅炉分别控制。汽轮机调节机组负荷和转速，机组负荷的变化反映到机前主蒸汽压力的变化，即机前主蒸汽压力反映了机炉之间的能量平衡。主蒸汽压力的控制由锅炉燃烧调节系统来完成，燃烧调节系统一般又划分为主汽压力（燃料控制）调节系统、送风和氧量调节系统、炉膛负压调节系统等子系统。随着单元机组容量的不断增大、电网容量的增加和电网调频、调峰要求的提高，以及机组自身稳定(参数)运行要求的提高，常规的自动调节系统已很难满足单元机组既参加电网调频、调峰又稳定机组自身运行参数这两个方面的要求，因此必须将汽轮机和锅炉视为一个统一的控制对象进行协调控制。所谓协调控制，是指通过控制回路协调汽轮机和锅炉的工作状态，同时给锅炉自动控制系统和汽轮机自动控制系统发出指令，以达到快速响应负荷变化的目的，尽最大可能发挥机组的调频、调峰能力，稳定机组运行参数。

机组的 MCS 系统包括 100 多套自动系统，与汽机有关的有以下几套：机炉协调控制、给水控制、给水最小流量控制、凝结水再循环流量控制、除氧器水位控制、除氧器压力控制、热井水位控制、凝结水储水箱水位控制、高低加水位控制、闭冷水箱水位控制、闭冷水压力控制、DEH 转速控制、DEH 负荷控制、煤水比控制、MEH 小机控制、主机润滑油温控制等。

19.3.3 机组协调控制说明

19.3.3.1 本机组运行方式包括：

机组共有手动控制方式（BASE）、汽机跟随控制方式（TF）、锅炉跟随控制方式（BF）、机炉协调控制方式（CCS）四种运行方式。根据机组运行工况形成适当的锅炉输入指令、汽机主控指令、锅炉输入变化率指令，这些指令间的关系完全取决于选择的运行方式。

19.3.3.2 机炉协调控制方式（CCS）

这是机组正常运行方式。机组负荷指令（就是功率需求）同时送给锅炉和汽机，以便使输入给锅炉的能量能与汽机的输出能量相匹配。汽机调速汽门控制将直接响应机组负荷指令，锅炉输入指令将根据经主蒸汽压力偏差修正的机组负荷指令形成。在这种方式下机组能稳定地运行，因为汽机调门能快速响应负荷需求指令并且锅炉负荷指令也会快速地改变。这种控制方式可以尽可能地满足电网的需求（负荷需求指令来自 AGC 或由运行人员手动设定）。机炉协调控制（CCS）运行方式的投入，不仅要把锅炉输入控制和汽机主控投入自动，而且还要把所有的主要控制回路投入自动控制方式，例如给水控制、燃料量控制、风量控制和炉膛压力控制。

19.3.3.3 锅炉跟随控制方式（BF）

汽机主控在机炉协调控制方式运行期间切换到手动时，运行方式就会从 CCS 方式切换到 BF 方式。在这种运行方式下，机组负荷通过操作人员在 DEH 操作站设定汽机功率指令来改变。注意：在这里汽机切手动指的是将汽机控制方式切为就地负荷控制方式。在“锅炉输入控制自动”和“汽机主控手动”条件下，根据用实际负荷信号修正的主蒸汽压力偏差自动地设定去锅炉的需求指令，负荷指令信号跟踪实际的负荷信号。

19.3.3.4 汽机跟随控制方式（TF）

在这种运行方式下，锅炉的输入指令是由操作人员手动操作给出的。而汽机控制处于压力控制模式，

DEH 接受从 DCS 侧发出的压力设定值指令，将主汽压力控制在设定值上。这意味着机组负荷的改变是由操作人员通过锅炉输入控制来完成的。在“锅炉输入控制手动”和“汽机主控压力控制”的条件下，根据主蒸汽压力偏差自动地设置去汽机调门的控制指令。在这种运行方式下，由于直接调整锅炉的输入，机组运行将会比较稳定，但对机组负荷要求的快速反应这方面却不如机炉协调控制(CC)和锅炉跟随(BF)方式。在这种方式下，负荷指令信号跟踪实际的负荷信号。当发生辅机故障快速减负荷(RB)时，会自动地选择汽机跟随控制方式。

19.3.3.5 手动控制方式(BASE)

当锅炉主控处于手动方式，而汽机主控处于手动控制方式时，机组为手动方式，即 BASE 方式。机组主控机组给定负荷信号受所允许的负荷范围以及负荷变化率限制。负荷变化率可以由运行人员手动设定或根据目标负荷自动设定。

19.3.3.6 负荷目标设定

在机炉协调控制方式下，机组的目标负荷可以由运行人员手动设定，也可以接受中调来的负荷指令信号。如果机组不在机炉协调控制方式下，目标负荷跟踪实际的负荷信号。在不接受中调指令时，目标负荷可在机炉协调画面的目标负荷设定区设定，也可以在该画面上投入 ADS 方式接受中调来的指令。

19.3.3.7 负荷变化率设定

为了防止目标负荷出现阶跃变化对控制系统的冲击，控制系统中设计了负荷变化率限制。负荷变化率可以手动设定，负荷变化率可在机炉协调画面的负荷变化率设定区设定。

19.3.3.8 机组负荷上限、下限

机组负荷的上限和下限，只有在 CC 方式才可由运行人员设定机组负荷的上限和下限，机组目标负荷经上限和下限限制后形成机组给定负荷指令。

19.3.3.9 机组负荷禁增、禁减

机组负荷的禁增禁减功能是为了维持机组的稳定运行并作为机组控制系统的保护手段之当机组运行在 CCS 方式时，某些重要的子控制回路如汽机调门、给水、燃料或风量达到其控制范围的边界状态，机组将不能连续的稳定运行。当出现机组禁增或禁降条件时，相应方向的负荷变化率将强制切换到零，这时机组负荷只允许单方向变化。

如果相应的重要子控制回路重新回到控制范围，该项限制不起作用。

19.3.3.10 汽机主控

机组运行在 CCS 方式下，汽机主控接受机组主控系统来的机组给定负荷信号控制发电机有功功率，所以机组实际负荷将和给定负荷相等。

机组运行在 CCS 方式下，如果主汽压力偏差超过控制系统内部预先设定的数值时，汽机主控将不再控制机组负荷，转而控制主蒸汽压力以便维持汽机输出和锅炉输入相匹配，即称为汽机调门的超驰控制。采用主蒸汽压力偏差校正实际负荷，并对汽机调门给出某种限制。通过增加这些功能，可以防止汽机调门的快速变化并使得机组可能快速适应负荷要求。

19.3.3.11 锅炉主控

锅炉输入指令信号在 CCS 方式下由机组给定负荷信号和主蒸汽压力校正信号组合形成，在 BF 方式下由机组实际负荷信号和主蒸汽压力校正信号组合形成。在 TF 方式下，锅炉输入指令信号可以由运行人员在锅炉主控操作器上手动输入。当发生机组 RUN BACK 工况时，锅炉输入指令信号将根据预先设定的 RUN BACK 目标值和 RUN BACK 速率强制下降。

19.3.3.12 主蒸汽压力控制

滑压方式下，滑压的定值按照预设的压力曲线控制，有两种方式自动给出主蒸汽压力的滑压设定值：

- 在 CCS 方式下根据机组负荷指令信号；
- 在非 CCS 方式下根据锅炉输入指令信号。

在主蒸汽压力设定值手动设定允许时，也可以由运行人员改变主蒸汽压力设定值。

19.3.3.13 锅炉输入变化率指令

在不同负荷下锅炉输入的静态平衡是由相应的子控制回路的指令信号维持的，如给水、燃料和风量指令信号。但是在负荷变动时，仅有这些是不够的。考虑到锅炉的动态平衡，锅炉输入变化率指令根据机组负荷指令和负荷变化率产生，并作为前馈信号加到锅炉主控输出的指令信号上。

19.3.3.14 AGC

a) ADS 说明

机组负荷指令控制方式有 ADS 和 LOCAL 两种方式。在 ADS 方式下，根据调度产生负荷指令的方式不同，负荷指令分为 AGC 和负控两种形式。

AGC 指令的产生及下发：调度的 EMS 系统根据电网频率、机组出力、省际交换功率等实时信息计算出受控机组的出力指令，经远动通道发送至机组的 MCS 系统。

负控指令的产生及下发：调度的 EMS 系统给出受控机组的出力指令，经网络安全校核后产生负控指令，经远动通道发送至机组的 MCS 系统。

当通信通道故障时，机组负荷指令保持故障前的指示值，操作员应根据调度指令将负荷指令保持或切至 LOCAL，并根据指令控制机组负荷。

b) AGC 投入条件

- 机组运行负荷在 330MW~660MW 范围(无影响机组带额定出力的缺陷)，机组控制方式已切换至协调方式。
- 各参数控制稳定，无较大波动。
- 机组各系统辅机处于正常投运或备用状态，各自动装置投用正常，各参数控制稳定无较大波动。
- 机组至主站间通讯良好，ADS 负荷指令正常。
- 无 RB 信号。

c) ADS 方式投入步骤：

- 1) 机组 AGC 的正常投入操作由省调值班员发令，并明确在 AGC 或者负控方式。
- 2) 在机炉协调画面中，设定机组最大负荷为 660MW，最小负荷为 330MW，负荷速率设定为 10MW/min。
- 3) 确认 ADS 指令与实际负荷相接近，实际负荷已调节平稳。
- 4) 在“机炉协调”画面上将 ADS 方式模块切至 ADS MODE，机组投入 ADS 方式，机组出力由电网遥控。
- 5) 汇报调度机组在 AGC 或者负控方式。

若机组在 AGC 方式运行，由于机组设备原因停用 AGC 时，应立即汇报调度。待故障消除后，必须汇报调度，根据调度指令确定是否投用 AGC 方式。

19.3.3.15 其它控制

机组其它控制子程序可在协调控制系统投入情况下自动对控制对象进行调整，满足机组增加负荷的要求。汽机子程序控制包括：锅炉给水流量控制、高低旁控制、除氧器控制、凝汽器控制、高低加水位控制等。

第 20 章 汽轮机启动、停机特点

20.1 概述

汽轮机从静止状态到工作状态的启动过程和从工作状态到静止状态的停机过程中,各零部件的工作参数都将发生剧烈变化,因此可以认为启动和停机过程是汽轮机运行中最复杂的运行工况。而这些剧烈变化的工作参数中,对机组安全运行起决定因素的则是温度的变化。在机组的启动停机过程中,由于温度的剧烈变化,以及汽轮机各零部件的尺寸很大且工作条件不同,必将在各零部件中形成温度梯度,从而产生热变形和热应力,当综合应力达到相当高的水平,甚至超出屈服极限,使这些高温部件遭受一定损伤,这种损伤的累积最终导致部件损坏。

启动时,转子表面先被加热而膨胀,但此时轴孔内腔部位则处于冷状态,它限制表面的膨胀,从而使转子表面层内产生热压应力,而轴孔内腔部位则承受热拉应力。停机时,转子表面先受冷,而轴孔腔室部位却保持较高温度,从而使表面层承受拉应力而轴孔部位承受压应力。显然,汽轮机每启停一次,转子内外表层就承受一次压缩和拉伸,这种压缩和拉伸反复作用,就会引起金属材料的疲劳损伤,就有可能出现裂纹。目前把转子金属材料承受一次加热和冷却称作一次温度循环(或热循环),由此而引起的疲劳则称为低周疲劳,并且用转子的寿命损耗来计量。这就是说,汽轮机每启停一次,转子的寿命就要被损耗掉一部分,这种交变热应力成千上万次的作用,转子表面就会因材料达到疲劳而出现裂纹。

目前,大容量汽轮机都以高压转子及中压转子的热应力水平来控制汽轮机的启动,以使汽轮机的寿命损耗率在允许范围之内,从而实现寿命管理,保证机组在服役期的安全。

20.2 汽轮机受热特点

汽轮机在启动、停机和负荷变化的不稳定工况运行时,由于各部件结构和所处条件不同,蒸汽对各个部件的传热情况不一样,不同部件金属温度都将发生变化,尤其在启动过程中,汽轮机各部件金属温度变化更为剧烈。例如,高参数汽轮机在冷态启动时,其进汽部分的金属温度将由原来的室温升高到 500°C 以上,所以启动过程实质上是汽轮机的加热过程。由于各部件的受热条件不同,它们的加热和传热情况不同,使汽轮机各金属部件形成温度梯度、产生热应力和热变形。当热应力和热变形过大而超出金属部件的允许范围时,这些金属部件将产生永久变形甚至更严重的损坏。为了保证汽轮机启动的安全,必须了解并掌握汽轮机在启动过程中的受热情况。

当汽轮机冷态启动时,温度较高的蒸汽与冷的汽缸内壁接触,这时蒸汽的热量主要以凝结放热的形式传给金属壁。由于凝结放热的放热系数很高(且蒸汽压力越高,放热系数传热量越大),汽缸内壁温度很快上升到该蒸汽压力下的饱和温度。当汽缸内壁的金属温度高于该蒸汽压力下的饱和温度时,随着汽缸内壁温度的升高,蒸汽的凝结放热阶段就告结束。此后,蒸汽主要是以对流换热方式向金属传热。

蒸汽的对流放热系数远远低于凝结放热系数而且还不稳定,其大小取决于蒸汽的流速和密度(密度随压力和温度而改变)。在通常的流速范围内,流速越大,放热系数越高。流速不变时,高压蒸汽和湿蒸汽的放热系数较大,低压微过热蒸汽的放热系数较小。放热系数直接影响到汽缸内外壁温差,放热系数大时,蒸汽传给汽缸内壁的热量,反之传热量小。传热量过大将加剧汽缸内壁单向受热的不均匀性,使汽缸内外壁温差增大。因此在启动过程中,应通过改变蒸汽压力、温度、流量和流速等方法来控制蒸汽对金属的放热量。

汽轮机金属本身的换热过程是热传导过程。例如,加热蒸汽接触汽缸内壁,热量首先传给内壁表面,外壁的热量是由内壁通过金属的热传导而获得的,由于汽缸金属内外壁之间存在热阻,因此内壁温度将

高于外壁温度而形成汽缸内外壁的温差。对汽轮机转子来说，虽然受热条件比汽缸好些，它的外周面和叶轮两侧面均能与蒸汽接触，但转子中心的热量仍然是由它的外周面以热传导的方式传递至中心的，因此转子沿半径方向也会出现温度梯度。但在一般情况下，转子出现的径向温度梯度小于汽缸沿厚度方向的温度梯度。

当汽轮机各金属部件受到单向加热时，汽缸和法兰可近似看作是厚壁金属平板。由于加热的剧烈程度不同，沿平板壁厚的温度分布情况大体呈双曲线型、直线型和抛物线型三种典型情况。

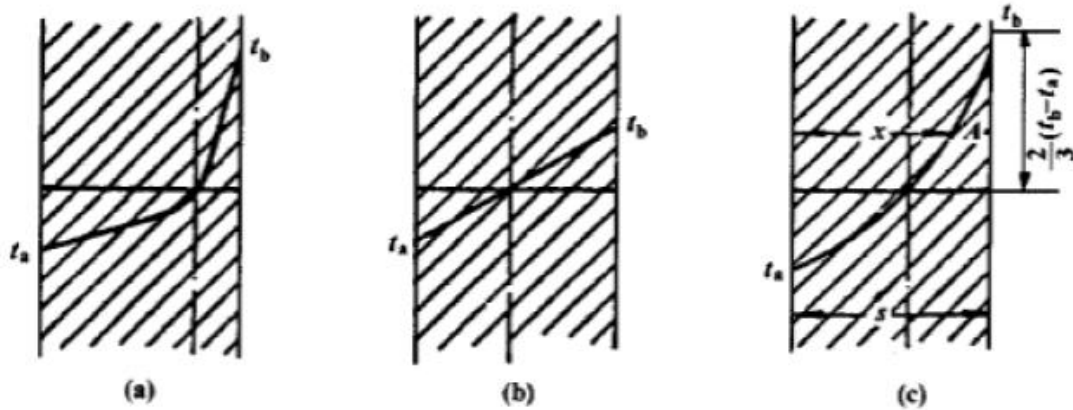


图20-1 金属平板被单向加热时，沿壁厚方向温度分布示意图

(a) 双曲线型 (b) 直线型 (c) 抛物线型

当平板内壁加热剧烈，温度瞬间变化很大时，其温度分布为双曲线型，此时平板上的温差大部分发生在近内壁表面。当吸放热过程逐渐趋于稳定（即稳定加热时），其温度分布为直线型（温度场的中心通过平板中心）。若金属平板受约束而不发生弯曲变形，则平板中心线与内侧热表面间的金属产生压缩应力，中心线与外表面间的金属产生拉伸应力，压缩与拉伸应为对称地分布于中心线两侧，在中心线处的应力为零。

启动时汽缸壁往往受到缓慢地加热，此时温度分布呈抛物线型。在这种情况下，壁内任意一点 A 的温度 t 可用下式求得：

$$t = t_a + (t_b - t_a)(x/s)^2$$

t_a —汽缸外壁温度

t_b —汽缸内壁温度

x —沿汽缸壁厚任一点至外壁的距离

s —汽缸壁厚

抛物线和双曲线型温度场中的热应力的分布是不对称的，最大热应力为压缩应力，而且发生在温度较高的内表面。

20.3 汽轮机的热应力

20.3.1 汽缸热应力

由于温度的变化引起的物体变形称为热变形。若物体的热变形受到约束，则在物体内部产生应力，这种由于温度（或温差）引起的应力称为温度应力或热应力。应该指出，当温度变化时，若零部件内各点的温度分布均匀，且变形不受任何约束，则零部件仅产生热变形而不会产生热应力。当此变形受到某种约束时，则在零部件内部产生热应力。

汽轮机的汽缸可以粗略地看作是一个厚壁圆筒，若不做精确的计算，就可以将汽缸当作一块厚平板来处理。根据前面所述，平板在不稳定加热时，沿板壁厚度方向的温度大致呈抛物线型分布，如图19-1所示。若汽缸壁的平均温度为 t_{av} ，则沿壁厚任意一点的热应力可用下式求得：

$$\sigma = \frac{\beta E}{1 - \mu} (t_{av} - t)$$

式中 t_{av} —沿壁面的平均温度，℃；

t —沿壁面任一温度，℃；

β —材料的线膨胀系数， $1/^\circ\text{C}$ ；

μ —材料的泊松比；

E —材料的弹性模数，Pa。

可得汽缸壁内表面的热应力的计算公式

$$\sigma_b = \frac{\beta E}{1 - \mu} (t_a + \frac{1}{3} \Delta t - t_b) = -\frac{2}{3} \frac{\beta E}{1 - \mu} \Delta t$$

同理，可得到汽缸壁外表面的热应力的计算公式

$$\sigma_a = \frac{1}{3} \frac{\beta E}{1 - \mu} \Delta t$$

由此可知，当汽缸材料一定时，即线胀系数 β 、弹性模数 E 以及泊松比 μ 为定值，汽缸壁内外表面的热应力均与汽缸内外壁温差成正比。

汽轮机在冷态启动过程中，由于内壁温度高于外壁，即 $\Delta t > 0$ ，故上式中的负号表示汽缸内壁表面热应力为压缩应力；正号则表示汽缸外壁表面热应力为拉伸应力。内外壁表面的热压和热拉应力均大于沿壁厚其他各处的热应力，且内壁的热应力为外壁的2倍。

在停机过程中，由于汽缸内壁表面温度低于外壁表面温度，即 $\Delta t < 0$ ，所以内壁表面热应力为拉应力，外壁表面热应力为压应力。

实践证明，汽缸出现裂纹或损坏，大多是由拉应力所引起的。由上述分析可知，汽缸内壁在快速冷却时，将出现较大的拉应力，所以汽轮机的快速冷却比快速加热更为危险。例如，处于热状态的汽轮机若用低湿蒸汽（温度低于汽缸金属温度的蒸汽）进行启动，或汽轮机突然甩负荷时，机组是非常危险的。从热力学观点来看，甩半负荷比甩全负荷的危险性更大，这是因为甩半负荷时，蒸汽的放热系数比甩全负荷时的放热系数要大得多，汽缸内壁将受到快速冷却的缘故。

汽轮机在启动、停机及负荷变化的过程中，应当使汽缸的热应力不超过材料的许用应力，即要严格控制汽缸内外壁的金属温差在允许范围内。

对某一汽轮机而言，汽缸壁所产生的热应力是与汽缸内外壁温差 Δt 成正比的，它的大小又取决于汽缸壁加热或冷却的速度（汽缸金属温升或温降的速度）及汽缸壁的厚度。假定热流量 Q 的方向不变且汽缸外壁的绝缘良好，即 $Q_a = 0$ ，汽缸壁沿厚度方向各点温度为抛物线型分布，就可得出汽缸内外壁温差 Δt 的数学表达式为

$$\Delta t = \frac{c\gamma}{2\lambda} s^2 \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} \right) \times 10^6$$

式中 c —汽缸金属材料比热， $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ；

γ —汽缸金属材料密度， kg/m^3 ；

λ —汽缸金属材料导热系数， $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ；

s —汽缸壁厚度, m;

t/τ —汽缸壁厚 s 处(即汽缸壁内表面)金属温度变化率, $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。

从公式可以看出, 汽缸内外壁温差与汽缸内壁的温度变化率及汽缸壁的厚度的平方成正比, 当汽缸内壁温度变化率越大、汽缸壁越厚时, 汽缸内外壁的温差就越大, 从而热应力也越大。汽缸内壁温度变化的大小, 意味着汽轮机的转速和负荷变化速度的快慢, 当然也意味着汽轮机启动、停机过程的快慢。对于大容量汽轮机, 汽缸壁尤其是法兰通常做得很厚, 因此汽缸内壁温度变化率需要严格加以控制, 这也是大容量汽轮机启动时间一般比中小型汽轮机要长的原因之一。

20.3.2 螺栓的热应力

在汽轮机启动过程中, 法兰与螺栓之间存在着较大的温度差, 而且法兰的温度高于螺栓的温度。由于法兰在厚度方向上的膨胀, 螺栓被拉长, 此时, 螺栓除承受安装时的拉伸预应力和汽缸内部蒸汽工作压力而引起的拉伸应力外, 又额外地产生附加热应力。如上述三种拉应力之和超过螺栓材料的屈服极限, 螺栓就发生塑性变形甚至断裂。

在螺栓产生热拉应力的同时, 法兰则相应地受到热压应力的作用。若这种应力过大时, 法兰结合面的局部就可能因受过度的压缩而产生塑性变形, 结合面的严密性将受到破坏。

法兰与螺栓由于温度差所引起的热应力 σ , 可用下式进行计算:

$$\sigma = \beta E \Delta t$$

式中 E —螺栓材料的弹性模数, Pa; β —螺栓材料的线胀系数, $1/^{\circ}\text{C}$; Δt —法兰与螺栓温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

从上式可见, 螺栓所承受的热拉应力是随着法兰与螺栓温差的增大而增加的。一般情况下, 汽轮机的其他部件在允许的加热速度下, 螺栓的热应力是不致达到危险程度的, 因此它不限制汽轮机的启动速度。但是, 当蒸汽温度比进汽处的汽缸金属温度高很多时, 应注意螺栓热应力增长情况。

20.3.3 转子的热应力

汽轮机转子和汽缸一样在启动或停机过程中, 其表面亦受到单向加热或冷却, 而且也是不稳定的热传导过程, 其温度的分布, 即等温线几乎与轴线平行。例如, 汽轮机启动时, 高温蒸汽加热转子表面, 越接近于轴心部分的温度则越低。转子截面内的这个径向温差使转子中心产生热拉应力, 而转子表面产生热压应力, 当汽轮机带到一定负荷处于稳定工况后, 转子截面内部温度趋近平衡, 转子热应力基本消失, 此时转子仅承受额定转速及一定负荷下由离心力引起的径向应力和汽流作用力引起的应力; 汽轮机停机时的情况与启动时的情况刚好相反, 转子表面产生热拉应力, 而中心处产生热压应力。

在分析转子的热应力时, 可粗略地把转子看成是一个从表面加热或冷却的圆柱体。转子表面和转子中心的最大温差 Δt 可用下式计算

$$\Delta t = bR^2/4a$$

式中 R —转子半径, m; b —转子表面的温度变化率, $^{\circ}\text{C}/\text{h}$; a —导温系数, m^2/h 。

实际上转子的半径, 尤其高压汽轮机转子的半径与汽缸法兰的厚度相差不多。随着机组容量的增大, 转子的半径甚至可能小于汽缸法兰的厚度, 而且转子的几何形状是对称的回转体, 温度分布比较均匀。

因此在实践中, 只要按照汽缸法兰热应力允许值来控制最大允许的升温速度, 转子的热应力就不会超过允许值。但是, 大容量的汽轮机, 往往采用双层汽缸结构, 这样, 限制汽轮机启停及负荷变化的汽缸热应力就可能不是主要矛盾, 而转子的热应力却成为必须考虑的因素。这是因为随着汽轮机容量的增大, 转子直径也越来越大, 汽轮机在启动停机过程中, 转子的热应力、热变形也就越大。在这种情况下, 还必须注意转子的低周疲劳和低温脆性转变的问题。转子的低周疲劳是指机组多次反复启停时, 加热、

冷却过于剧烈，转子就越易产生低周疲劳损伤。因此，大容量汽轮机必须采取合理的启停方式，并应尽可能地减少启停次数，否则转子的使用寿命将受到影响。

转子的低温脆性转变是指金属材料在低温条件下工作时，机械性能发生变化，即从韧性转变为脆性，材料的许用应力下降。当温度低至某一值时，由于许用应力的下降，金属材料发生脆性断裂，通常称这一温度为脆性转变温度。材料的这一特性通过脆性转变温度加50℃（即 FATT₅₀）一般为120~140℃表征。在脆性转变温度区域以上，金属材料处于韧性状态，断裂形式主要为韧性断裂；在脆性转变温度区域以下，材料处于脆性状态，断裂形式主要为脆性断裂。脆性转变温度越低，说明钢材的抵抗冷脆性能越高。影响脆性转变温度的因素很多，有材料本身的因素，如晶体结构及强度等级、合金元素及夹杂物、晶粒大小等，有外部因素，如形变速度、应力状态、试样尺寸等。在工程应用中，为防止构件脆断，应选择脆性转变温度低于构件下限工作温度的材料。对于那些含氮、磷、砷、锑和铋等杂质元素较多，在长期运行过程中有可能发生时效脆化、回火脆性等现象的材料，其脆性转变温度会随运行时间而升高。因此，脆性转变温度以及脆性转变温度的增量已成为构件材料性能的考核指标之一。

汽轮机的超速试验，习惯上在汽轮机定速后进行。大容量汽轮机如在这种情况下进行超速试验，对转子是十分不利的，因为转子在刚定速后，不仅因其表面与中心存在着较大的温差，所以受到较大的热应力作用，而且因为在刚定速后，转子中心处的温度低于材料的脆性转变温度。为了避免转子中心温度过低而产生较大的热应力，并防止金属材料低温脆性转变，在运行规程中一般规定：大容量机组在定速后，应带部分负荷运行数小时，再将负荷减到零，解列发电机，然后进行汽轮机的超速试验。因为汽轮机经过数小时的低负荷运行，转子中心的热拉应力大大减小，同时转子内部温度高于金属材料的脆性转变温度，这就有利于改善转子的工作条件。

20.4 汽轮机的热膨胀

20.4.1 汽缸热膨胀

汽缸的热膨胀，除了与长度尺寸和金属材料的线胀系数的大小有关外，主要取决于汽轮机通流部分的热力过程和各段金属温度的变化值。

$$\Delta L = \int_0^L \beta t(x) dx$$

式中 ΔL —汽缸轴向膨胀值，mm；

L —距汽缸死点的长度，mm；

$t(x)$ —汽缸随长度而变的温度，℃。

高参数大容量汽轮机的法兰宽度和厚度远大于汽缸壁的厚度，而且高压汽缸法兰前后端往往是搁置在轴承座上的，因此汽缸的膨胀值通常取决于法兰各段的平均温度，这样汽缸的轴向膨胀值可用下式近似计算

$$\Delta L = \bar{\beta} \bar{t}_0 L$$

每一台运行中的汽轮机，其轴向温度的分布都有一定的规律性，所以总可找到某一点的金属温度与汽缸自由膨胀值的对应关系，一般选择高压缸第一级区段的法兰内壁金属温度作为汽缸轴向膨胀的监视点，通过实测的方法，监视点温度与汽缸膨胀值的对应关系可绘出曲线。

汽轮机运行中除应保证在轴向能自由膨胀外，还应保证横向能均匀膨胀，否则汽缸就会发生中心偏移。一般情况下高压缸第一级汽室处左右两侧法兰的金属温差如能控制在合理范围内，就能保证汽缸横向膨胀均匀。对于具有双层汽缸结构的汽轮机，前轴承座的膨胀值主要是由外缸法兰的平均温度决定的。

汽缸的膨胀量在远离绝对膨胀死点的轴承座两侧进行测量。通常在汽轮机两侧均装设绝对膨胀指示仪表或热膨胀测量装置。需要说明的是：监视汽缸两侧膨胀均匀是很重要的，这是因为当两侧膨胀相差太大时将会引起机组中心偏斜导致汽缸轴向膨胀阻涩，严重时还会导致动静部分碰磨，引起机组的强烈振动，因此要经常对照汽缸两侧法兰的温度和两侧的膨胀指示值。

20.4.2 汽缸与转子的相对膨胀

a) 汽缸与转子相对膨胀的产生

汽缸受热后将以死点为基准在滑销系统引导下分别向横向、纵向及立向膨胀。因为轴向长度最长，所以轴向膨胀是主要的。当汽缸以死点为基准向前箱膨胀时，通过推力轴承的带动，转子将一起向前移动；而转子受热后又以推力轴承为基点向前后膨胀。转子与汽缸沿轴向膨胀之差，称为转子与汽缸的相对膨胀差，简称胀差或差胀。一般规定，当转子的轴向膨胀值大于汽缸的轴向膨胀值时，胀差为正值，反之，胀差为负值。

一旦某一区段的胀差值超过在这个方向动静部件轴向间隙时，将发生部件间的摩擦而损坏。因此任意一台汽轮机在出厂前都根据可能出现的动静部件摩擦的最小轴向间隙，确定相对膨胀的正负允许值。

汽轮机在冷态滑参数启动中，蒸汽参数一般是比较低的。当以较低温度并且基本上是恒定的温升速度来加热时，汽缸和转子的金属温升速度均接近于蒸汽的温升速度。大容量汽轮机汽缸的质面比往往大于转子的质面比，蒸汽对转子的放热系数通常又大于蒸汽对汽缸的放热系数。因此，在受热初期，转子的平均温升速度较快，汽缸的平均温升速度较慢，转子与汽缸之间将产生正的温差，从而出现正胀差。

当汽轮机停机或减负荷时，蒸汽的温度变化率为负值，故在冷却的初期，转子的温降速度大于汽缸的温降速度，转子与汽缸之间产生负温差，从而出现负胀差。

在转子和汽缸受热或冷却的末期，两者的温度都趋于稳定值，温差越来越小，转子和汽缸的胀差也将减小。由此可见，转子和汽缸的胀差主要取决于蒸汽的温度变化率。所以在汽轮机运行中，通过控制蒸汽温度的变化速度可以将胀差控制在允许范围内。

b) 胀差的控制

汽轮机在热状态下，汽缸和转子之间由于存在着胀差，将使通流部分动静部件的轴向间隙会发生变化。当胀差为正值时，表明动叶出口与下级静叶入口间隙减小；当胀差为负值时，表明静叶出口与动叶入口之间的间隙减小。无论是正值或负值，当超过允许值时，都将发生动静部件的轴向磨损。因此，汽轮机在运行中，尤其是在启动、停机过程中必须将胀差变化控制在允许范围内。如前所述，胀差的大小主要取决于蒸汽的温度变化率，因此在运行中通常用控制蒸汽温度变化率的方法来控制胀差的变化。

20.5 汽轮机的热变形

汽轮机启动、停机和负荷变化时，各金属部件处于不稳定传热过程中，在汽缸和转子的各横截面出现温差，此时汽缸和转子的金属内部除产生热应力外，还会产生热变形，若汽缸和转子的挠曲值过大，可能造成通流部分动静部件的径向间隙完全消失而磨损。不仅使汽封的径向间隙扩大，增大漏汽量，而且使汽轮机运行的经济性降低，同时由于动静部件的摩擦往往引起机组振动以及产生大轴弯曲等事故。

20.5.1 上下汽缸温差引起的热变形

汽轮机在启停过程中，上下汽缸往往出现温差，通常是上缸温度高于下缸温度。上汽缸温度高、热膨胀大，而下汽缸温度低、热膨胀小，这就引起汽缸向上拱起，如汽缸热翘曲示意图的虚线部分。这时，下汽缸底部动静部分的径向间隙减小，严重时甚至会发生动静部分摩擦。

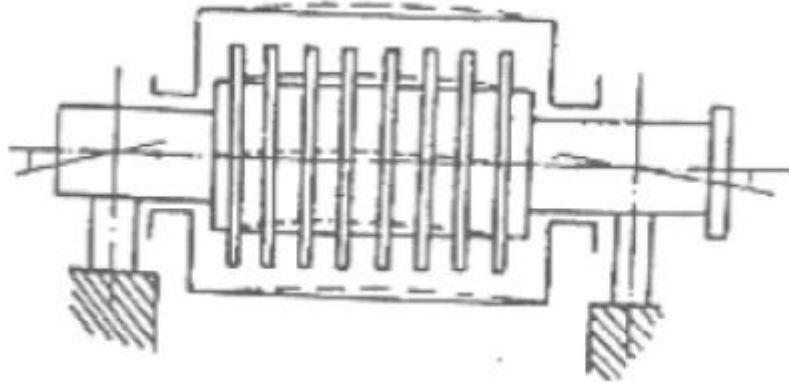


图20-2 汽缸热翘曲示意图

a) 上、下汽缸温差产生的主要原因如下：

1) 上下汽缸具有不同的散热面积，下缸布置有回热抽汽管道和疏水管道，散热面积大，因而在同样保温、加热或冷却条件下，上缸温度比下缸温度高。

2) 在汽缸内，温度较高的蒸汽上升，而经汽缸金属壁冷却后的凝结水流至下缸，在下缸形成较厚的水膜，使下缸受热条件恶化。

3) 停机后汽缸内形成空气对流，温度较高的空气聚集在上缸，下缸内的空气温度较低，使上下汽缸的冷却条件产生差异，从而增大了上下汽缸的温差。

4) 一般情况下，下汽缸的保温不如上缸，运行时由于振动，下缸保温材料容易脱落，且下缸是置于温度较低的运行平台以下并造成空气对流，使上下汽缸冷却条件不同，增大了温差。

5) 当汽轮机配汽结构不同，在空负荷或低负荷运行时，由于部分进汽的原因，也促使上下汽缸温差增大。

在启动过程中，为了控制上下汽缸温差在允许范围之内，须严格控制温升速度，同时要尽可能使高加随机一起启动。在启、停中应保证汽缸疏水畅通，不要有积水；在维修方面，下汽缸应采用较好的保温结构和选用优质保温材料，并可适当加厚保温层或加装挡风板，以减少空气对流并正确使用盘车设备。

机组启停过程中，由于第一级后温度变化较大，最大温差多发生在该处。通过计算和实测表明，上下缸温差每增加 10°C ，动静间隙约减少 0.1mm 。隔板汽封的径向间隙一般为 $0.4\sim 0.7\text{mm}$ ，故一般规定上下缸温差值应控制在 $35\sim 50^{\circ}\text{C}$ 以下。

b) 汽缸内外壁和法兰内外壁温差引起的热变形

随着汽轮机容量的不断增大，汽缸和法兰的壁厚也越来越厚，在启动、停机和负荷变动时，若控制不当，可能会出现较大的温差，使汽缸和法兰不仅产生较大的热应力，同时会造成汽缸法兰在水平和垂直方向的变形。由于汽缸结构复杂，其变形情况是很难精确计算的。

当汽缸法兰内壁温度高于外壁温度时，内壁金属伸长较多，外壁金属伸长较少，这样就会使法兰在水平面内产生热弯曲。法兰的热弯曲造成汽缸中部横截面由原来的圆形变为立椭圆，此时该段法兰将出现内张口，而汽缸前后两端的横截面将由原来的圆形变为横椭圆，此时该段的法兰结合面将出现外张口。前者会使水平方向两侧的动静部件之间的径向间隙缩小；后者将使垂直方向上下的动静部件之间的径向间隙缩小。出现上述两种情况时，都可能造成动静部件的摩擦。

汽缸法兰内外壁温差，也会引起垂直方向的变形。当法兰的内壁温度高于外壁温度时，内壁金属的伸长增加了法兰结合面的热压应力，若该热压应力超过材料的屈服极限时，内壁的金属结合面就会产生塑性变形。当法兰内外壁温度趋于平稳（温差消失）时，在呈现横椭圆情况下的法兰结合面将发生外张口，

从而造成汽轮机运行中的结合面漏汽。同时，还将使螺栓拉应力增大，导致螺栓拉断或螺帽结合面压坏等事故发生。

汽缸法兰产生上述变形的根本原因，是由于内外壁温差过大所造成的。因此汽轮机在运行中，必须将汽缸法兰内外壁温差控制在规定范围内。因为法兰的宽度和厚度比汽缸壁厚得多，一般情况下，法兰的内外壁温差是大于汽缸内外壁温差的，因此汽轮机在运行中，监视和控制法兰内外壁温差也是控制汽缸热变形的有效手段。

未装设法兰内壁温度测点的机组，可用监视汽缸壁与法兰壁的温差来间接控制汽缸热变形，因为这一温差与法兰沿宽度的温差具有对应的关系，参照变工况下汽缸内外壁的温差数值范围，再对照法兰内外壁温差的控制范围，一般取汽缸壁与法兰壁温差的控制值为70~80℃（加热时）或40~50℃（冷却时）。

转子的热弯曲
如前所述，上下汽缸由于冷却速度不同而产生温差，这时若在汽缸内的转子是处于静止状态，那么在转子的径向也会出现温差，产生热变形。当上下汽缸温度趋于平稳，温差消失后，转子的径向温差和变形也随着消失，恢复到原来的状态，由于转子这种弯曲是暂时的，故称为弹性弯曲。但是，当转子径向温差过大，其热应力超过材料的屈服极限时，将造成转子的永久变形，这种弯曲称为塑性弯曲。

若转子的最大弯曲在跨中，最大弯曲计算式为

$$y_{\max} = \frac{\beta \Delta t L^2}{8D}$$

式中 β —转子材料的线膨胀系数，1/℃；

Δt —转子上下温差，℃；

L —转子长度，mm；

D —转子直径，mm。

若转子上下存在1℃温差，对转子平衡状态的影响也是相当大的。例如，某转子长6m，直径500mm，转子材料的线膨胀系数 $11.7 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ，则 $y_{\max}=105\mu\text{m}$ 。根据现场经验，转子的弯曲达到105μm，通过临界转速的轴承振动将超过100μm。

汽轮机设有盘车装置，作用是上、下汽缸存在温差的情况下盘动转子，使转子均匀地受到冷却或加热，以减少转子的热弯曲。尤其是热态启动，对盘车时间作出严格的规定就是基于防止热弯曲考虑的。

当转子在弹性弯曲较大的时候，也正是汽缸拱起较大的时候，这时汽轮机动静部件之间的径向间隙有可能消失，此时转子若转动，其弯曲部位与隔板汽片将发生摩擦，此摩擦使转子弯曲部位温度升高，从而进一步加大转子的弯曲，使动静部件摩擦加剧，机组振动增大，甚至使转子发生永久弯曲事故。因此汽轮机在启动前盘车过程中，必须测量转子弯曲情况，其弯曲值必须在允许范围内，方可启动。

20.6 汽缸温度测量

监视汽缸的热力机械状态，除需在汽缸各段装设监视蒸汽压力值的压力仪表外，还需装设监视汽缸热膨胀值的绝对膨胀仪表，及通过监视各点温度和各部温差来监视汽缸热应力、热变形用的温度测点。

高压缸第一级汽室能准确灵敏地反映汽轮机的工作状态，且蒸汽的压力温度都比较高，是监视汽缸热力机械状态比较理想的区段，所以温度测点也较集中地布置在这一区域。对再热机组中压缸温度也很高，所以常取中压缸第一级汽室前后布置温度测点，有的机组为了更好掌握汽缸状态还在抽汽口区布置汽缸温度测点。

20.7 汽轮发电机组的振动

20.7.1 振动分类

振动按其产生的原因可以分为自由振动、强迫振动和自激振动。

自由振动是物体偏离平衡位置后，只靠其弹性恢复力维持的振动。振动频率等于振动系统的固有频率。由于阻尼的存在，自由振动很快衰减，汽轮发电机组一般不考虑自由振动问题。

物体在外力有作用下激发的振动称为强迫振动，振动的频率等于激振力的频率。若激振力是由汽轮机转子质量不平衡引起的，因此振动频率与转速一致。由于实际汽轮发电机组运行中，振动发生的特殊性，一般将强迫振动又分为普通强迫振动与非定常强迫振动。普通强迫振动是由不平衡引起的，基本特征是振动频率为基频，转速一定时振动是稳定的；非定常强迫振动，振动频率也为基频，但振动大小和相位不稳定的。

自激振动是由系统自身的运动诱发的振动。自激振动的频率等于转子一阶临界转速或1/2工作转速。

统计结果显示，汽轮发电机组振动故障中，普通强迫振动占60%以上，非定常强迫振动占30%，自激振动不到10%。

20.7.2 汽轮发电机组振动原因及特征

a) 转子质量不平衡产生的原因

造成转子质量不平衡，主要有以下几方面的原因：由于制造装配误差、材料质量不均，使转子质量中心与回转中心不重合；汽轮机在运行中出现动叶片或拉金断裂、动叶不均匀磨损、蒸汽中携带的盐份在叶片上不均匀沉积；汽轮机在大修时拆装叶轮、联轴节、动叶等转子上的零部件或车削转子轴颈时加工不符合要求。

b) 转子挠曲产生的原因

运行中的汽轮机有可能由于转子残余应力及材料膨胀不均，使转子在温度变化时发生弯曲，或因转子沿圆周受热（冷却）不均，产生热弯曲。运行中汽轮机动、静间隙消失，产生摩擦，出现局部过热现象，亦会造成转子弯曲。转子锻件在机械加工及处理中的残留变形也会引起转子的永久性挠曲。

c) 动静摩擦产生机械激振力的原因

由于转子受热变形，或轴封间隙太小，汽封安装不正确等造成汽轮机动、静部分产生摩擦，使转子承受附加的不平衡力而产生振动。

d) 系统刚度削弱原因

支撑刚度削弱，使转子临界转速降低、振动被放大而出现异常振动。造成支撑刚度削弱的原因：

- 1) 轴衬座设计刚度不够；各支承轴瓦、轴承座、基础框架等主要部件之间连接刚度减弱；
- 2) 轴承座和基础台板之间脱开或出现间隙；
- 3) 基础承载元件中出现裂纹。

e) 电磁激振力引起的原因

- 1) 发电机转子线圈匝间短路，磁场偏心引起的不均匀电磁激振力；
- 2) 发电机转子和定子径向间隙不均匀而引起的不均匀电磁激振力；
- 3) 发电机定子铁芯在磁力作用下发生激烈的振动，而改变转子和定子径向间隙。

f) 自激振荡

1) 油膜自激振荡

油膜振荡是使用滑动轴承的高速旋转机械出现的一种剧烈振动现象，它是由于汽轮发电机组转子在轴承油膜上高速旋转（轻载、高速）时，丧失动力稳定性的结果而引起的。汽轮机正常运行时，轴颈在

轴承内的高速旋转，通过润滑油膜支撑。稳定时转轴是围绕轴线旋转的，失稳后转轴不仅围绕其轴线旋转，而且该轴线本身也在空间缓慢回转，即为涡动。轴线涡动频率总保持在约为转子转速的一半，称为半速涡动。油膜振荡就是当半速涡动的涡动速度与转子的临界转速重合时，半速涡动被共振放大而表现出的激烈振动现象。

2) 汽流自激振荡

汽流自激振荡是由于蒸汽对动叶栅作用的切向力不对称而激起转子涡动。当运行中级间汽封径向间隙不均匀时，沿周向汽封漏汽量不同，造成叶栅沿周向进汽量不均匀，使蒸汽对动叶栅的作用力出现不对称的切向力。此不对称切向力的合力，使转子轴线偏移，造成汽封径向间隙新的不均匀，此时不均匀间隙随转子旋转呈周期性变化，作用在转子上的不对称切向力的合力也呈周期性变化。当此合力大于转子涡动的阻尼力时，将引起转子涡动。汽流涡动只可能发生在高压转子，转子涡动又引起轴颈在轴承内涡动，当涡动频率等于转子的自振频率时，即产生汽流自激振荡。

g) 轴承的轴向振动

1) 若转子弯曲或轴系找中心存在误差，当转子旋转时，轴颈在轴承内围绕受力中心摆动，轴承受交变的轴向分力；

2) 轴瓦受力中心和轴承座几何中心不重合，转子振动对轴承座产生交变的轴向分力；

3) 轴承座不稳固或轴向刚度不足。

h) 汽轮发电机振动故障及特征见下表：

分类	故障原因	频率	趋势特征	相关特征
普通强迫振动	质量不平衡	1X	振动是稳定的	
	刚度降低	1X	结合面差别大	多发生在落地式轴承
	共振	1X	转速接近定速振动急剧上升	
	不对中	1X	晃动大	
非定常强迫振动	转子热弯曲	1X	振动与转子温度关联	
	发电机热弯曲	1X	振动与励磁电流关联	
	动静摩擦	1X	振动波动，会发散	
	转子部件松动、脱落	1X	历次启动振幅和相位再现性差	
	联轴器螺丝松动	1X	晃动变化，振动与负荷相关	发生在大扰动后
	转子裂纹	1X	振幅与晃动经常增大，需经常平衡	
自激振动	膨胀不畅	1X	定速后轴承振动逐渐上升	膨胀与胀差不正常
	汽隙激振	1/2X	突变	高负荷出现
	油膜振荡	1/2X 或 ω_1	突变	与负荷无关
其他	高次谐波	高频	突变	多为轴承缺陷
	分谐波	分频	突变	多为轴承缺陷
	电磁振动	2X	随电流、电压突变	发生在发电机
	截面不对称	2X	1/2临界转速共振	发生在发电机

20.7.3 振动评价准则

汽轮机振动是用振幅来表示的，振幅是物体动态运动或振动的幅度，振幅是振动强度和能量水平的标志，是评判机器运转状态优劣的主要指标。

a) 峰峰值、单峰值、有效值

振幅的量值可以表示为峰峰值 (pp)、单峰值 (p)、有效值 (rms) 或平均值 (ap)。峰峰值是整个振动历程的最大值，即正峰与负峰之间的差值；单峰值是正峰或负峰的最大值；有效值即均方根值。

只有在纯正弦波(如简谐振动)的情况下,单峰值等于峰峰值的1/2,有效值等于单峰值的0.707倍,平均值等于单峰值的0.637倍;平均值在振动测量中很少使用。

它们之间的换算关系是:峰峰值=2×单峰值=2×21/2×有效值

b) 振动位移、振动速度、振动加速度

振幅分别采用振动的位移、速度或加速度值加以描述、度量,三者可以通过微分或积分进行换算。在振动测量中,除特别说明外,振动位移的量值为峰峰值,单位是微米[μm];振动速度的量值为有效值,单位是毫米/秒[mm/s];振动加速度的量值是单峰值,单位是重力加速度[g]。

可以认为,振动位移具体地反映了间隙的大小,振动速度反映了能量的大小,振动加速度反映了冲击力的大小。也可以认为,在低频范围内,振动强度与位移成正比;在中频范围内,振动强度与速度成正比;在高频范围内,振动强度与加速度成正比。

正是由于上述原因,在工厂的实际应用中,在通常情况下,大机组转子的振动用振动位移的峰峰值[μm]表示,用装在轴承上的非接触式电涡流位移传感器来测量转子轴颈的振动;大机组轴承箱及缸体、中小型机泵的振动用振动速度的有效值[mm/s]表示,用装在机器壳体上的磁电式速度传感器或压电式加速度传感器来测量;齿轮的振动用振动加速度的单峰值[g]表示,用加速度传感器来测量。

c) 振动烈度、振动标准

振动烈度是振动标准中的通用术语,是描述一台机器振动状态的特征量(大机组不完全如此)。可以认为,振动烈度就是振动速度的有效值。在国际及我国振动标准中,几乎都规定用振动速度的有效值来作为振动烈度的度量值。

此外,还要求在靠近轴承位置处的水平、垂直、轴向三个方向上进行测量。所以,对一般的转动设备进行振动监测时,应测量振动速度的有效值。因为只有振动烈度才有振动标准可以参照,评定机器运转状态的优劣才能有据可依。

振动幅值和相位的变化,是某种故障的征兆,这种变化是汽轮发电机运行必须引起注意的。国际上通行的振动评价标准将振动分为4个区域:A—好,新交付机组振动应在该区域;B—合格,机组可以不受限制地长期运行;C—报警,只能短期运行,不适宜长期运行,适当时机应采取措施;D—停机,通常被认为剧烈振动,足以引起设备损坏。

1) 轴承振动标准

标准名称	区域界线值 (p-p, μm)		
	A/B	B/C	C/D
ISO	34	68	106
原水电部标准	30	50	

2) 轴振动标准

标准名称	轴相对振动 (3000r/min p-p, μm)		
	A/B	B/C	C/D
ISO	80	120~165	180~260

振动在轴承上测量虽然较为简便,但所测振幅受到轴承刚性和油膜刚度的影响,往往不能正确反映转轴振动的大小。在 ISO10618—1的引言中指出:对于许多机器,在非旋转部件上测量足以描述它的运动状况,但对于包含有柔性转子的一些机器,在非旋转部件上测量不是非常合适。在这种情况下,有必要在非旋转部件和旋转部件上测量,或单独在旋转部件上测量来监测机器。所以,目前大型汽轮发电机振动执行轴承振动标准和轴振动标准,两者是相互独立的标准。

3) GB/D 6075.2-2012标准中,50MW 以上汽轮发电机组振动标准采用振动加速度:

区域边界	轴转速 (r/min)	
	1500-1800	3000-3600
	振动速度均方根值 (mm/s)	
A/B	2.8	3.8
B/C	5.3	7.5
C/D	8.5	11.8

当 $f=50\text{Hz}$ 时，振动烈度与振动位移对应值见下表：

$V_f(\text{mm/s})$	0.45	0.71	1.12	1.8	2.8	4.5	7.1	11.2	18.0	28.0
$S_{p-p}(\mu\text{m})$	4	6.3	10	16	25	40.6	63	100	162	250

20.7.4 汽轮机在启动冲转过程中振动的控制

在冲转过程中振动超限，立即手揆“紧急停机”按钮或手动脱扣器停机，投入连续盘车，检查大轴弯曲值，待大轴弯曲值回到原始值并检查机内无异常、连续盘车时间应不少于4小时后方可重新启动。

轴承振动限值 $>100\mu\text{m}$

轴相对振动限值汽轮机 $>150\mu\text{m}$ ，发电机 $>175\mu\text{m}$ 。

20.8 汽轮机寿命管理

汽轮机寿命管理，是实现机组科学管理的一项重要工作。汽轮机使用寿命的主要内容，就是在汽轮机启停及变负荷运行时，最低限度的提高启停速度及响应负荷变化的能力，防止裂纹萌生或降低裂纹的扩展速率，延长汽轮机的使用寿命，推迟机组的老化，在安全的基础上，实现长期的经济运行。

汽轮机寿命取决于其最危险部件的寿命。一般来讲，汽轮机转子作为汽轮机的一个关键部件，其材料性能、几何形状和运行工况都对汽轮机的正常运行影响很大，汽轮机转子的的工作环境较恶劣，热应力变化大，运行温度高，不仅引起低周疲劳损耗，而且还要引起高温蠕变损伤；另外，转子旋转速度高，应力集中部位多，一旦出现裂纹既不能用改变运行方式来防止裂纹的继续扩展又不易修复，还容易造成转子转动的不平衡，因此转子是整个机组中最危险的部件，它的寿命决定了整体汽轮机的寿命。

汽轮机寿命指的就是转子寿命，一般分为无裂纹寿命和剩余寿命两种。所谓无裂纹寿命是指转子从第一次投运开始直到产生第一条工程裂纹（约0.5mm长，0.15mm深）为止所经历的运行时间，无裂纹寿命又称致裂寿命。根据断裂力学分析，当出现了第一条裂纹时并不意味着转子寿命的终结，还有一定的剩余寿命，而且这一部分寿命在总寿命中占有相当大的比例，只有当裂纹扩展超过临界裂纹时才会出现裂纹失稳扩展造成转子断裂。所谓剩余寿命是指从产生第一条工程裂纹开始直到裂纹扩展到临界裂纹为止所经历的安全工作时间。无裂纹寿命和剩余寿命之和就是转子的总寿命。

汽轮机寿命管理的任务就是正确评价汽轮机部件的寿命（包括无裂纹寿命和剩余寿命），合理分配机级服役期内各种工况下的寿命损耗率，延长汽轮机的使用寿命。做好机组寿命管理工作，有助于合理使用材料，充分利用设备潜力，避免灾难性事故的发生。

汽轮机寿命管理包含两层内容：第一是国家宏观指定的服役年限内，如何合理分配、有效使用汽轮机的寿命，指定汽机寿命分配表，指导运行，以取得最大的经济效益；第二是进行汽轮机寿命的离线或在线监测，对汽轮机寿命和实际损耗做到心中有数，保证汽轮机的安全运行。

汽轮机寿命分配与机组带负荷的性质有密切关系。对于带基本负荷的机组，汽轮机寿命的损耗主要为高温蠕变和正常检修而需要的启、停的低周疲劳对汽轮机寿命的损耗。蠕变寿命损耗约占总寿命损耗的25%左右，此外，考虑不定因素（如负荷、蒸汽参数波动、事故带厂用电运行等）的损耗后，剩余小于75%的寿命可以分配给汽轮机启、停时使用。

在各种运行方式下机组寿命消耗的分配数据，无转子寿命消耗曲线数据。

运行方式	寿命期内次数	寿命损耗/次	寿命消耗 (%)
冷态启动	200	0.0115%	2.30%
温态启动	1200	0.0115%	13.8%
热态启动	5000	0.0115%	57.5%
极热态启动	300	不计	不计
负荷阶跃 $\geq 10\%$ 额定负荷 (THA)	12000	不计	不计
总的寿命消耗%			73.6%

汽轮机寿命监测就是定期或不定期（每次启停中或启停后）地对汽轮机寿命的实际损耗情况进行核算，以确保机组的安全运行。

监测的方法有两种：离线监测和在线监测。

离线监测：一方面定期地对汽轮机转子的蠕变损耗进行统计计算；另一方面在每次启、停机之后或负荷大幅度（或快速）变动之后，根据第一级出口的蒸汽温度变化曲线，查取各个阶段的温度变化量和温度变化率（或经历时间），计算其热应力以及寿命的损耗率或直接在转子寿命损耗曲线上查取极限疲劳循环周次，从而计算出寿命的损耗率。

在线监测：则是将第一级出口蒸汽压力、温度、汽轮机转速等相关参数转化为数字信号输入，微机按预先给定的数字模型以时间为第二变量进行追踪计算，求出监督部位的热应力及相应的寿命损耗率，随时将计算结果输送到终端或进行显示和打印，实时指导运行人员进行参数的调整。

第 21 章 汽轮机启动

汽轮机转子从静止或盘车状态加速至额定转速,并将负荷逐步地加到额定值的过程称为汽轮机的启动。汽轮机的启动过程是蒸汽向金属传递热量的复杂换热过程。在此过程中,汽轮机各金属部件从室温和大气压的状态转变到与汽轮机额定蒸汽压力和温度所对应的热力状态。研究汽轮机的合理启动方式,就是研究汽轮机合理的加热方式。合理的加热方式就是在汽轮机各部件金属温度差、转子与汽缸的相对膨胀差在允许范围内,不会发生异常振动,不引起摩擦和过大热应力的条件下,以尽可能短的时间完成汽轮机启动的方式。

21.1 启动方式及启动参数选择

21.1.1 启动方式的分类

根据机组启动时所处的状态及启动条件的不同,可采用不同的启动方式,以便获得最佳的启动效果和较高的经济效益。通过对汽轮机不同启动状态的划分,可确定不同方式下的启动参数、暖机时间、转速变化率及启动中应注意的问题等

21.1.1.1 根据汽轮机启动前的金属温度水平分类

汽轮机启动冲转前的金属温度,取决于停机方式、停机后的持续时间和机组的保温条件。按启动前金属的温度水平,汽轮机启动状态可分为冷态、温态、热态和极热态四种。启动前金属的温度水平愈高,启动过程中零件金属的升温量愈小,启动所需的时间就愈短。由于不同的汽轮机,其转子的材料和结构不同,区分其冷、热态启动的温度值并不完全相同。

机组启动状态划分:

冷态: 停机72小时后

温态: 停机10~72小时

热态: 停机不超过10小时

极热态启动: 停机1小时以内

按缸温划分(按高压内下缸内壁温度):

冷态: 缸温 $<200^{\circ}\text{C}$

温态: $200^{\circ}\text{C}\leq\text{缸温}<380^{\circ}\text{C}$

热态: $380^{\circ}\text{C}\leq\text{缸温}<540^{\circ}\text{C}$

极热态: 缸温 $\geq 560^{\circ}\text{C}$

21.1.1.2 根据汽轮机启动过程中主蒸汽参数变化的特点分类

根据启动过程中汽轮机主汽阀前的新蒸汽参数的变化特点,汽轮机的启动过程可分为额定参数启动和滑参数启动两种。

1) 额定参数启动

汽轮机冲转蒸汽参数为额定值,且在整个启动过程中蒸汽参数保持不变。额定参数启动方式由于冲转时蒸汽压力和温度值都相当高,会造成蒸汽与金属部件之间大的温差。为了控制由温差而引起热应力,应将蒸汽的流量控制在较小的数值,但仍无法避免产生较大的热应力和热变形。另外,由于这种启动方式,汽轮机和锅炉是分别单独启动,从而延长了机组的启动时间,增大了燃料损耗,降低了电厂的经济性。单元制机组不宜采用这种启动方式。

2) 滑参数启动

根据启动前汽轮机的金属温度来确定冲转时的蒸汽参数,而在升负荷过程中使主汽阀前的蒸汽参数逐渐升高到额定值。滑参数启动是根据启动前汽轮机的最高金属温度来确定冲转时的蒸汽参数,冲转时蒸汽温度与进汽部分金属温度之间差值小,故可相应减小热冲击造成的热应力值。汽轮机冲转前,在锅炉最初的升温升压过程中,可同时采用较低温度的蒸汽进行暖管、暖机,使机、炉启动过程相互重叠,以缩短机组的启动时间,减少启动过程中的能量损失。但只有单元制或可切换为单元制的机组才有可能采用滑参数启动方式。

由于滑参数启动比额定参数启动有明显的优势,因此目前大容量机组普遍采用这种启动方式。为便于在升速、并网过程中按要求控制转速,此时锅炉维持低参数稳定运行。冲转时主汽阀前蒸汽已经具有一定的压力和温度,通过汽轮机的调节阀控制进汽量,进行冲转、升速和并网、带少量负荷,而蒸汽压力值由旁路阀控制保持不变,允许蒸汽温度按规律升高。在旁路阀关闭后,再通过加强锅炉燃烧提高主蒸汽参数,增加机组负荷至满负荷。这即所谓压力法滑参数启动,大多数高参数、大容量汽轮发电机组都采用这种滑参数启动

21.1.1.3 根据汽轮机启动冲转时的进汽方式分类

对于中间再热式汽轮机,根据启动进汽的通路可分为高、中压缸同时进汽冲转和中压缸进汽冲转(也称中压缸启动),以及高压缸进汽冲转。

1) 高、中压缸同时进汽冲转启动

机组启动时,由高压主汽阀控制高压缸进汽、中压调节阀控制中压缸进汽冲动转子、升速,转速达2850~2900r/min时,高压缸进汽由主汽阀切换为高压调节阀控制,升速至3000r/min后并网、带负荷。这种启动方式要求配置高、低压两级串联旁路,由于国产机组配置40%BMCR左右容量的旁路系统,在热态启动时,再热蒸汽温度常偏低。本机组采用高中压缸联合启动。

2) 中压缸冲转启动

机组启动冲转时高压缸不进汽,处于暖缸状态,主蒸汽经过高压旁路进入再热器,当再热蒸汽参数达到机组冲转要求的数值后,打开中压主汽阀,用中压调节阀控制进汽冲转,当转速升至2500~2600r/min左右或机组并网带一定负荷后,再切换为高、中压缸同时进汽,由主汽阀或高压调节阀控制高压缸进汽做功。这种启动方式可使再热蒸汽参数容易达到冲转要求,同时高压缸在暖缸过程中可以使其金属温度与主蒸汽温度匹配,解决了汽轮机启动冲转时主蒸汽、再热蒸汽温度与高、中压缸金属温度难以匹配的问题,具有降低高、中压转子的寿命损耗,改善汽缸热膨胀和缩短启动时间等优点。但要求启动参数的选择要合理,以避免高压缸开始进汽时产生较大的热冲击。

3) 高压缸冲转启动

机组启动冲转时,高、低压旁路阀关闭,中压主汽阀和调节阀全开,由高压主汽阀和调节阀控制进汽冲转、升速、并网、带负荷。这种启动方式,在机组冲转前,再热器无蒸汽流过,处于“干烧”状态,要求再热器管束采用允许干烧的材料,而且冲转时再热器受到冷冲击。若要保护再热器,需打开高压旁路,再热器出口对空排汽,增加工质损失。另外,这种启动方式,在热态启动时难以保证再热蒸汽温度与中压缸金属温度匹配,仅能用于冷态或温态启动。

21.2 汽轮机的启动概述

根据机组启动前的状态,选择相应的启动方式,在启动过程中,将机组的金属温度快速均匀地加热到工作温度,同时控制机组各零部件的热应力、热变形、转子与汽缸的胀差以及振动值在允许的变动范围内,是汽轮机安全经济运行的重要保证。

21.2.1 汽轮机禁止启动条件

- a) 机组任一主保护联锁试验不合格。
- b) DCS 控制系统通讯故障或任一控制器模件功能失去。
- c) MCS 或 SCS 工作不正常, 影响机组启动或安全运行。
- d) 机组主要检测参数监视功能失去, 影响机组启动或正常运行, 或机组主要检测参数超过限值。如炉膛压力、分离器贮水箱水位、锅炉给水流量、主再蒸汽温度、主再蒸汽压力、调节级压力、汽轮机转速、轴向位移、差胀、主要缸壁温度、振动、轴承温度、发电机油气差压等。
- e) 汽轮机 DEH 系统工作不正常, 影响机组启动或安全运行。
- f) 汽轮机 ETS 危急遮断系统动作不正常或调速系统不能维持空负荷运行。
- g) 汽轮机高压主汽阀、高压调阀、中联阀、抽汽逆止阀、高压缸排汽逆止阀有一卡涩或不严。
- h) 汽轮机盘车装置工作失常或投入盘车后, 汽轮机大轴弯曲值超过原始值的110%。
- i) 汽轮机高、中压内缸上、下温差 $>30^{\circ}\text{C}$ 或外缸上、下温差 $>50^{\circ}\text{C}$ 。
- j) 汽轮发电机组转动部分有明显的摩擦声或盘车转速大幅度晃动, 其值显著超过正常值, 经查确非电动机原因。
- k) 交流润滑主油泵、直流润滑油泵、顶轴油泵之一工作失常或其相应的联锁保护试验不合格。
- l) 发电机密封油系统不正常。
- m) 发电机气密性试验不合格。
- n) 汽、水、油品质不合格。
- o) 旁路系统故障, 无法满足机组启动要求。

21.2.2 机组启动方式、参数选择的原则

- a) 无论是何种启动方式, 必须确保进入汽轮机的主、再热蒸汽在相应压力下至少有 50°C 以上的过热度。
- b) 冷态启动时, 主、再热蒸汽压力和温度应满足“冷态启动曲线”的要求, 并根据上款要求确定暖机时间。
- c) 非冷态启动时, 在满足各状态启动曲线要求的同时, 高、中压主汽阀前蒸汽温度要比高、中压内缸温度高 $50^{\circ}\text{C}\sim 80^{\circ}\text{C}$, 主再蒸汽温度在相应压力下, 至少有 50°C 以上的过热度。
- d) 在选择蒸汽参数的时候须使金属温度变化率满足“高、中压转子在各种循环寿命消耗条件下的温度变化率和温度变化量关系曲线”的要求, 通常选择高、中压缸金属温度突变的寿命损耗值小于 0.001% 。

21.2.3 启动过程的主要阶段

按机组启动过程中所具有的不同特点, 可将汽轮机启动过程分为以下几个主要阶段:

- a) 启动前的准备阶段
为机组启动准备相应的条件, 主要包括设备、系统和仪表的检查及试验; 辅助设备、系统的检查和启动; 油系统的检查和试验; 投入盘车; 调节保护系统校验; 汽源准备等工作。
- b) 冲转升速阶段
在确保机组安全的条件下, 当冲转条件满足后, 汽轮机进汽冲转, 将转子由静止状态逐步升速到额定转速的过程。
- c) 定速并网阶段
当转速稳定在同步转速, 经全面检查确认设备运转正常具备并网条件后, 将发电机并入电网。并网后机组即带上初始负荷, 以防止出现发电机逆功率运行。

d) 带负荷阶段

在机组并网后，将机组的输出电功率逐渐增加至额定值，或某一要求的负荷稳定运行。

下面以机组的冷态启动为例说明：

1) 第一阶段：点火、暖炉、主汽管预热、疏水，逐渐将出口蒸汽温度参数升到汽机冷态冲转参数。在该阶段中，要控制好主汽温与主汽压的升速率，使主、再汽管内的积水逐渐蒸发，防止管壁超温，所以速度不易过快。尤其在点火初期就需要控制好主、再汽温，以免冲转时主、再蒸汽温度过高。

2) 第二阶段：锅炉维持汽机冲转参数稳定运行，汽机冲转、加热、升速、完成各试验。该过程控制汽机启动转速，主要考虑因素是转子热应力、转子与汽缸膨胀、主要部件的变形与转子振动，这些是由温度变化决定的。

3) 第三阶段：发电机并网带负荷，应以适当的变化率兼顾锅炉的燃烧情况，保持参数稳定。

4) 根据汽轮机启动过程中每个阶段的不同特点，应遵循不同的规定和进行相应的操作，如间冷塔扇段的逐一投入，高低加加热器、低温省煤器、轴封自密封等等，特别要关注各启动阶段应注意的问题，保证汽轮机启动过程中的安全性和经济性。

21.3 上汽超超临界机组启动特点

为确保汽轮机的安全运行，各个厂家在汽轮机启动过程中，对汽温、金属温度在空间、时间以及数值上都有着明确的要求，这些要求反映在汽轮机金属温度上都十分严格，其主要目的均是最大限度的降低金属热应力，确保汽轮机受热膨胀均匀，降低汽轮机寿命。汽轮机启动过程均遵循如下步骤：暖管、暖阀；冲转至暖机转速；暖机，冲转额定转速；额定转速暖机；并网；低负荷暖机；带着满负荷。以往的机组或其他厂家的机组在汽轮机启动过程中，对汽温、金属温度的控制只在书面上做了严格的要求，具体启动过程中对于热力参数和热应力的控制，完全由运行人员依据厂家说明书及运行规程进行判断和控制，人为确定汽轮机启动过程中下一个步骤是否进行。

而上汽引进西门子技术的超超临界汽轮机组在启动控制策略中，则将启动过程中热力参数、汽缸阀体热应力控制综合纳入自动控制逻辑，采用的方法是用温度 $\times$ 准则来监视和判断热力参数是否满足工况和机组热应力的要求，用应力估算器时刻对各应力部件的热应力进行实时计算，并提供判断依据，在整个启动过程中完全由系统软件控制汽轮机自动启动，代替人为判断热应力是否满足以及下一步操作是否进行。上汽自启动，简化了运行操作，降低了汽轮机启动难度。

21.3.1 启动方式

本机型采用高/中压缸联合启动方式，40%BMR容量的高、低压两级串联旁路，可以满足机组启动要求。汽轮机控制系统控制HP/IP的进汽阀门，调节汽轮机的进汽流量，控制汽轮机冲转及并网带负荷。为满足机组在全周进汽滑压运行方式下同时具有调频功能的需要，主调门达到最大流量（通常即热耗保证工况）后，补汽阀开启，增加高压缸流量。

21.3.2 高排温度高切缸控制

机组设置高排温度控制器，根据高压缸排汽温度自动调整高/中压缸的流量分配。通过高压缸/中压缸修正功能，适当调整高调门和中调门开度。以保证高压缸在任何不稳定状态运行过程中，如甩负荷、启动和停机期间（任何不同的主蒸汽工况或凝汽器压力），温度不超过允许值。如果高压缸排汽温度过高，则切除高压缸，由中压缸控制汽轮机的转速/负荷。

如果发生非稳定状态过程，为了限制叶片的热应力和差胀，高压叶片排汽区域蒸汽温度必须不能超过最大设定值。可以适当控制流经高压缸的蒸汽流量以保持排汽区域中的温度低于允许值。

通过高压缸/中压缸修正功能，适当调整高调门和中调门开度。以保证高压缸在任何不稳态过程中，如甩负荷、启动和停机期器压力），温度不超过允许值。

当计算的转子温度超过了可变的设定值，采用高压排汽蒸汽温度限制控制器来调整中调门开度如果高压排汽温度继续升高，透平控制系统首先发出报警信号。如果温度进一步升高，透平遮断动作。高压排汽蒸汽温度测点在高压叶片末级区域。

21.3.3 机组一键启停

一键启停功能由汽机主控制程序（SGC Steam Turbine）实现确保由一键操作自动完成汽轮机的启动/停机过程中的控制功能：

- 1) 协调从停机到满负荷运行的自动启动过程；
- 2) 在不同的运行工况下（包括冷态、温态、热态启动和过临界转速、改变负荷）热应力的直接作用；
- 3) 自动完成从满负荷到投盘车的停机操作过程；
- 4) 在汽轮机启动和停机的过程中，协调整个控制系统的设备；

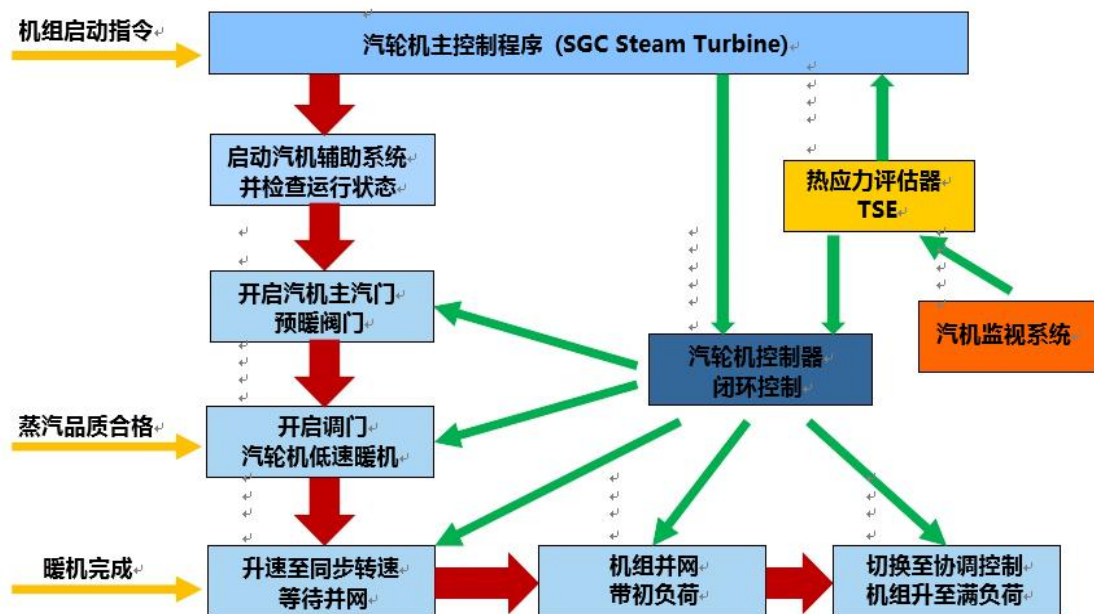


图21-1 汽轮机启动过程

21.3.4 汽轮机热应力控制

金属部件受热不均，出现温差就会产生热应力。温差越大，热应力也越大。部件加热时受到压缩应力，部件冷却时收到拉伸应力。而压缩和拉伸应力的不断交错循环，将会导致金属产生疲劳裂纹，消耗设备的使用寿命，并逐渐扩大直到断裂失效。对于汽轮机而言，在非稳定状态下运行（如启停、增/减负荷或变温度运行）时，其金属部件将受到固定大小和频率的热应力影响，会导致材料处于一个高水平的疲劳度而出现裂纹。减少部件疲劳，控制热应力的最好方法就是控制部件内外温差，控制部件内外温差的最好方法则是延缓部件的升、降温速率。因此合理的消耗寿命，以便设备在使用寿命内发挥最大的效益就是设备热应力控制的目的。汽轮机热应力控制就是通过测取（或模拟计算）受温度剧烈变化影响的汽机主要厚重部件，如阀门阀体、汽缸缸体、转子等部件的内外壁温，然后计算出可能的最大应力（用

温差进行表征)并与规定限值进行比较,从而构成汽机监视系统的一部分,并根据应力决定汽机启动过程中的升速率以及变负荷时最大的允许负荷变动率。

上汽汽轮机热应力评估器TSE的基本功能就是对汽轮机的转子、进汽阀门的阀体和汽缸缸体等厚重部件的温差进行监视(见图21-2),防止由于蒸汽温度与金属温度的不匹配导致金属部件产生过大的热应力,影响部件的使用寿命。这里的温差监视实际上是所谓的温度裕量(Margin)监视。它是汽轮机部件的实际温差和设计温差的差值,温度裕量越大,说明温差越小,部件所受的热应力也越小。为了确保机组启动和变工况时,其热应力处于可控范围,DEH根据温度裕量的大小自动设置升速率和最大允许的负荷变动率。而且TSE出现故障时,DEH将不允许机组启动,并闭锁汽轮机升速或变负荷。应力裕度控制见19章相关内容。

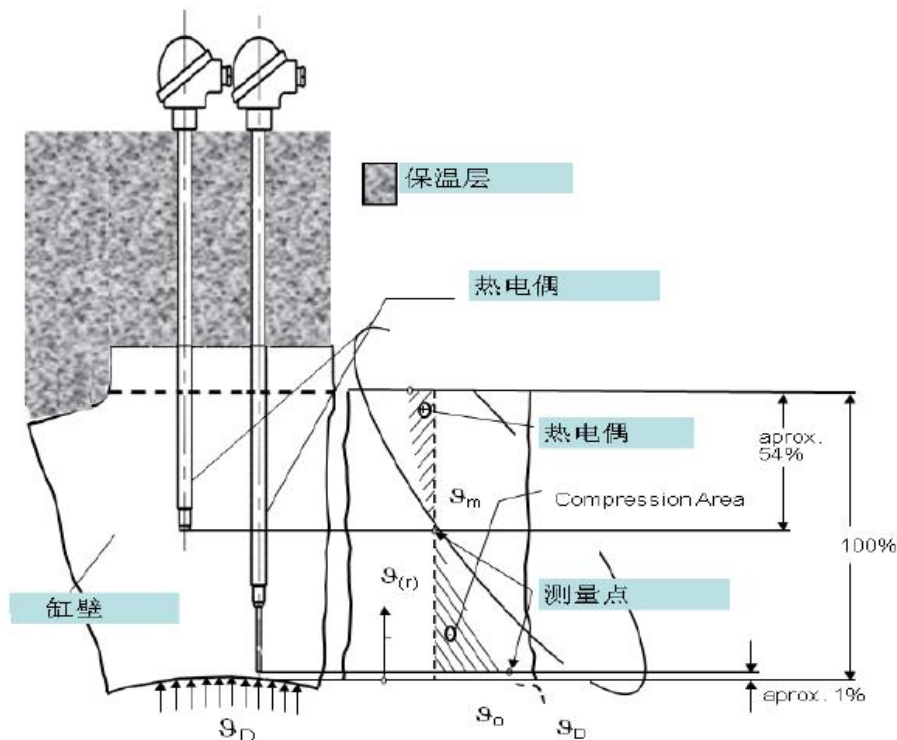


图21-2 金属温度测点安装示意图

21.3.5 可变的温度准则(X准则)

X准则其实质就是变温度准则,就是根据汽轮机金属部件不同的温度,确定不同的蒸汽温度,并使之与汽轮机金属部件温度匹配,温差控制在TSE差值内,从而实现汽轮机在启动过程中的热应力控制,在最短的时间内完成启动过程。

可变的温度准则详细说明了允许下面的动作实现的蒸汽条件:

- 1) 开启高压主汽门,加热主蒸汽管道和阀体;
- 2) 开启调门,汽轮发电机带蒸汽冲转;
- 3) 汽轮发电机组加速到额定转速;
- 4) 汽轮发电机带负荷。

可变温度准则按照功能可以分为三个不同的部分:

- 1) 最小的蒸汽温度限制以避免加热组件时的不适当冷却;

2) 最小的汽缸温度限制以避免在给定的蒸汽温度下出现不适当的瞬时的热载荷；

3) 在汽轮机带蒸汽冲转前设置过热度。

X准则计算方法见第19章相关内容。

21.3.6 启动装置 (TAB)

汽轮机启动由启动和提升限制器 (TAB) 控制，其功能主要如下：

1) 确保汽轮机阀门开启/关闭的正确指令：复置及遮断汽轮机遮断系统；复置及遮断停机电磁阀；模拟阀位信号；闭锁信号；自动或手动调节；汽轮机安全停机等。

2) 启动装置提供一个模拟量信号去一个低选逻辑。在起动前，当遮断信号释放时，启动装置将阀位信号置零，保证调节阀可靠关闭

3) 在启动时启动装置的信号开始升高，使转速控制器进行转速控制，当汽机达到正常速度，并且发电机已同步，启动装置设定在100%位置，这样主控制器信号不再受限制。

TAB具体控制步序见第19章相关内容。

21.4 上汽超超临界汽轮机启动

汽轮机滑参数启动可以降低汽轮机进汽与其金属零部件之间的温差，减小由温差引起的热应力，从而可减少启动过程机组的寿命损耗，同时机、炉启动过程重叠还可缩短机组启动时间，降低启动能量损耗，因此中间再热机组大都采用滑参数启动方式。

下面以冷态滑参数启动为例，对上汽超超临界机组启动进行说明。

21.4.1 启动前的检查和准备工作

汽轮机启动前的检查准备工作是为汽轮机启动冲转准备条件，它关系到启动工作能否安全、顺利地进行，在某种程度上决定了机组启动的好坏。对于大容量汽轮发电机组，启动前辅助设备和系统相继投入运行，操作比较繁杂，因此对启动前的准备工作必须给予足够的重视，要按规程要求进行仔细检查，严格按启动程序进行操作和试验。

在准备工作中有一些操作程序必须严格按顺序进行，同时准备工作阶段的能耗应想办法尽量减少。这就要求合理安排各项准备工作的顺序，缩短准备工作的持续时间，减少彼此间的等待。为此要确定每一步操作从按动按钮到参数达到要求的时间，利用网络技术排出每一步操作与时间的关系，求得最优化操作的程序。

机组启动前，首先要对设备、系统和测量仪表进行全面的检查和试验。各主、辅机设备及系统检修维护工作结束，设备完好；主、辅机设备联锁、保护试验已完成并合格；检修后的辅机已分部试运正常；各电动阀门、气动阀门已调试完毕，开关方向正确；集控室和就地各控制盘、柜完整，各种指示记录仪表、报警装置、操作、控制开关完整正常；各种有关的操作电源、控制电源、仪表电源等均应送上且正常；所有就地测量装置一、二次阀开启，表计指示正确；试验热工信号装置良好，保护装置和自动调整装置良好，调节装置调试完毕，设定值正确并投入自动；各控制、监视系统投入正常，LCD上各参数指示正确；汽轮机高中压主汽阀、调节阀及其控制执行机构正常。

汽轮发电机组启动前检查的准备工作，应按照如下项目进行启动前检查工作并确认：

1) 机组各专业的检修工作全部完成，影响机组启动的所有工作票已严格按有关规定终结完毕。楼梯、栏杆、平台应完整，通道及设备周围无妨碍工作和通行的杂物。所有系统连接完好，各种管道支吊牢固，管道保温完整。各处临时栅栏、脚手架、标示牌及各种管道上的临时堵板已拆除。设备命名、转动机械的转向及各管道介质流向标志齐全正确。

2) 机组启动专用工具、仪器、仪表及各种记录表格已准备齐全。厂房内外各处照明良好,事故照明系统正常,随时可以投运。

3) 集控室和就地各控制盘完整,各种指示记录仪表、报警装置,操作、控制开关完整好用。

4) 各种有关的操作电源、保护电源、控制电源、仪表电源等均已送上且正常。机组控制系统运行正常。确认仪用压缩空气系统已正常投运,联系热工,送上各气动阀控制气源,开启各仪用空气隔离阀及仪表隔离阀。

5) 检查LCD画面显示正常,各停运辅机的联锁开关在“解除”位置,各检测信号及声光信号正确。

6) 按“阀门检查卡”将各系统的阀门置于要求状态,开启各液位计隔离阀。所有仪表一次阀、二次阀开启。

7) 检查各电动执行机构及辅机电源已送上。阀门开关活动正常,无卡涩现象,开关方向及限位正确;检修后的转动机械,应先盘动转子确认转动灵活且无卡涩现象,然后送电试转确认正常;经拆线检修后的电动机应进行单独试转确认转向正确。

8) 确认各阀门及转动机械的状态远方与就地相对应,远操、就地控制均良好。调节控制装置调试完毕,确认设定值正确,并投入自动。

9) 机组启动前,检查确认所有设备、系统的联锁、保护信号均已投入运行。

10) 各系统安全阀,电磁泄压阀外部完整,排汽管完好,装设牢固,动作压力整定完成,动作正确。所有通道口和检查孔口均密闭。

11) 辅助设备的液压介质供给正常

12) 检查各油箱及各辅机轴承油位正常、油质合格。

13) 汽机TSI、SCS、DAS、MCS系统, DEH装置,汽机保安系统,高、低压旁路控制装置投入正常。

14) 汽机防进水保护投入正常,各疏水手动隔离阀开启,疏水控制阀动作正确,加热水位测量装置投入。

21.4.2 汽轮机辅助设备及系统的启动

a) 检查厂区工业水系统已正常投运;

b) 联系化学补给合格的除盐水;

c) 根据需要对凝汽器、除氧器、闭冷水箱、定冷水箱、真空泵气水分离器及间冷系统进行冲洗至水质合格,补水至正常水位;

d) 投入闭式循环冷却水系统,通知化学投入自动加药系统;

e) 投入仪用空气系统;

f) 启动循环水泵向凝汽器供循环水,通知化学投入加药系统,根据循环水温情况或在冲转前投入间冷各扇段;

g) 投入开式循环冷却水系统;

h) 投入主机润滑油系统、油净化装置,检查运行正常。进行主机润滑油低油压联锁试验一次,检查动作正常;

i) 投入发电机密封油系统;

j) 对发电机进行气体置换并充氢,将发电机内氢压升至0.47MPa左右;

k) 投入发电机定冷水系统;

l) 投入主机盘车装置;

1) 确认主机润滑油系统运行正常,润滑油温度控制在 $27^{\circ}\text{C}\sim 40^{\circ}\text{C}$,系统润滑油压 $>0.28\text{MPa}$;

2) 投入顶轴油系统,检查顶轴油母管压力在17MPa左右,各轴承顶轴油压力正常;

3) 撤盘车装置投运按钮,检查盘车装置程控投运正常,检查机组转速、机内声音、大轴弯曲值应正常,并作好记录;

4) 盘车装置投用后,全面抄录一次蒸汽温度、金属温度,待轴封汽系统投用后,应每小时抄录一次,直至启动结束。

m) 投入抗燃油系统,检查运行正常;

n) 投入旁路液压油系统,检查运行正常;

o) 凝结水系统冲洗:

1) 投入凝结水系统,低压加热器水侧随系统投入,检查运行正常;

2) 如凝结水水质不合格,凝泵出口铁 $>500\mu\text{g/L}$,应将凝结水精处理旁路,并开启开车放水阀,对凝结水系统进行补放水,直至凝泵出口铁 $<500\mu\text{g/L}$ 。联系化学,投入凝结水精处理系统,正常后,开启#5低加出水阀,关闭开车放水阀,向除氧器上水,继续进行凝结水系统、除氧器联合循环冲洗,直至水质(除氧器出口铁 $<200\mu\text{g/L}$)满足锅炉上水要求,维持除氧器水位正常;

3) 投入后缸喷水及疏水扩容器减温水。根据需要依次投入凝结水用户,并投入相关自动。

p) 根据需要启动辅助锅炉,投入辅助蒸汽系统;

q) 启动电动给水泵(#2机组全程汽泵);

r) 检查四抽至除氧器电动阀关闭,投入除氧器辅汽加热,当除氧器内水温达 100°C 以上时,关闭除氧器启动排气阀,检查除氧器连续排气量合适;

s) 投入轴封汽系统,检查轴封汽母管压力在 $10\text{kPa}\sim 15\text{kPa}$,轴封汽温应与轴封金属温度相匹配,轴加真空维持约 $95\text{kPa}\sim 99\text{kPa}$ 范围内;

t) 依次启动三台真空泵,检查运行正常。当凝汽器背压高于 20kPa 后,停一台真空泵备用;

u) 确认主、再热蒸汽、旁路及抽汽系统各疏水阀均已打开。

21.4.3 冷态滑参数启动

汽轮机冷态启动时,需要打开主汽门进行暖阀,X1、X2准则是主汽门打开的限制条件。X2准则限制主蒸汽压力对应的饱和温度不能太高,主要是考虑此时主汽门及调节汽门温度较低,主汽门打开后,主蒸汽温度下降较多,如果大幅度低于其饱和温度,那么在汽门内表面就会形成传热系数很高的凝结换热,造成汽门内表面温升上升太快而造成热应力过大。由于水蒸汽饱和温度随其压力升高而升高,该准则可以看作是对主蒸汽压力的限制,为此,汽轮机启动时可以适当降低主蒸汽压力,以降低蒸汽的饱和温度。

正常情况下冷态启动时,主蒸汽参数为 $8.5\text{MPa}/380^{\circ}\text{C}$,主蒸汽压力最高不能超过 12.5MPa 。汽轮机正式冲转前,需要通过打开主汽门进行暖阀,主蒸汽压力很低时(低于 2MPa),主汽门保持开状态的时间不受时间限制(不超过60分钟);主蒸汽压力较低时(低于 4MPa),考虑到此时调节汽门的漏汽量较小,主汽门的开启不受蒸汽品质的限制;如果主蒸汽压力较高(高于 4MPa),暖阀时主汽门打开后会立即关闭,此时的暖阀效果要远比前两者差,甚至还会造成X2准则不满足而出现无法开启主汽门的情况。为此,冷态启动时,在锅炉点火后,尽早将汽机SGC启动步序投入运行,蒸汽品质不合格时,不释放蒸汽品质判断条件,利用汽机SGC步序中X1、X2一准则等条件的自动判断,在条件满足的第一时间将主汽门开启进行暖阀,以提主汽门和调节汽门的阀体温度,有效地减少启动消耗,也可以通过手动退出汽轮机SGC启动步序,并重新启动,如此反复多次可以达到对主汽门和调节汽门进一步暖阀的目的,在便在等待蒸汽条件合格的过程中,完成暖阀过程,为汽轮机的顺利启动打下良好的基础。

在汽轮机冷态启动过程中,升速到额定转速后,高压缸受到的热冲击比较大,为减小此过程中的热应力,低速暖机应充分进行,X7准则可以看作是低速暖机结束的标志,因此,冷态启动时,在允许的范围内避免过高的主蒸汽温度会有助于X7准则更快的满足,从而缩短汽轮机的冲转时间。与高压缸相比,中压缸低

速暖机的效果要比高压缸差,在机组并网后,汽轮机中压调门很快会全开,中压缸快速受到加热,也会产生很大的热应力,为减小热应力,额定转速时的暖机也要充分进行,从而避免并网后因中压转子表面温度与平均温度的温差裕量不足而限制机组升负荷

21.4.3.1 暖管与暖机

汽轮机滑参数启动的第一步工作是锅炉点火,利用蒸汽具有一定的过热度 and 蒸汽温度与各部位的金属温度的温差,对各蒸汽管道进行暖管,并通过轴封汽系统对汽轮机本体进行初步暖机。

锅炉点火前汽轮机应具备下列条件:

- a) 润滑油箱内油位正常,油温高于35℃,油质合格;
- b) 润滑油系统和顶轴油系统已投入运行正常,汽轮机组盘车装置投入运行正常;
- c) 发电机油密封系统已经投入运行正常,发电机已充氢,氢气压力符合设计要求,氢气密封系统严密性符合要求,氢气冷却系统符合要求;
- d) EH 油箱内油位正常,油质合格,EH 油加热装置能够自动投入(当油温低于要求值时)或退出(当油温正常时);
- e) 汽轮机调节和安全系统正常、可靠;
- f) 汽轮机循环水系统已投入,间冷系统运行正常;
- g) 汽轮机闭式冷却水系统、开式冷却水系统均已投入,并且运行正常;
- h) 所有蒸汽管道的疏水系统均已投入,并且运行正常;
- i) 汽轮机轴封汽系统已投入正常运行;
- j) 凝汽器抽真空系统已投入(真空破坏阀已关闭),工作正常,效果明显;
- k) 除氧器已投入,其压力调节装置功能正常,能够自动调节除氧器的压力;
- l) 汽动给水泵或电动给水泵(仅#1机组)已经投入,运行正常;
- m) 精处理装置已投入工作,其出水水质达到要求;
- n) 汽轮机本体及其工作系统已经完成了有关试验和连锁保护试验。

当汽轮机满足上述条件时,锅炉进行点火。此时应启动高、低压旁路液压系统及旁路减温水系统正常后,投入高、低压旁路系统自动控制方式。当锅炉产生的蒸汽具有一定的过热度时,开始对主要蒸汽管道进行暖管。用于暖管的蒸汽应具有一定的过热度($\geq 50^{\circ}\text{C}$),以提高暖管效果,但蒸汽温度与各部位的金属温度也不能相差太大,防止蒸汽管道受到的热应力过大而损坏。蒸汽应具有一定的过热度,还能减少管道内发生水击的可能性。对蒸汽管道进行暖管时,要特别注意疏水系统能够有效地疏水,避免任何管道内积水而发生水冲击。

21.4.3.2 汽轮机调节阀蒸汽室的预热

当调节阀室金属温度低于210℃时,开启主汽门预暖阀门,在汽轮机启动前必须预热调节阀蒸汽室,以免汽轮机一旦启动时调节阀蒸汽室遭受过大的热冲击。

主蒸汽压力 $< 20\text{ bar}$,主汽门保持开启60分钟;

$20\text{ bar} < \text{主蒸汽压力} < 30\text{ bar}$,高压调门中心温度 $< 210^{\circ}\text{C}$,主汽门保持开启30分钟;

$30\text{ bar} < \text{主蒸汽压力} < 40\text{ bar}$,高压调门中心温度 $< 210^{\circ}\text{C}$,主汽门保持开启15分钟;

$20\text{ bar} < \text{主蒸汽压力} < 30\text{ bar}$,高压调门中心温度 $> 210^{\circ}\text{C}$,主汽门立即关闭;

$40\text{ bar} < \text{主蒸汽压力}$,主汽门立即关闭。

冷态启动过程中需要打开主汽门进行暖阀,X1、X2准则是主汽门打开的限制条件,X2准则限制主蒸汽压力对应下的饱和蒸汽温度不能太高,主要是考虑此时主汽门及调节汽门温度较低,主汽门打开后,

主蒸汽温度下降较多,如果大幅度低于饱和温度,那么在汽门内表面就会形成传热系数很高的凝结换热,造成汽门内表面温度上升较快而造成热应力过大。由于水蒸气饱和温度随其压力上升而升高,该准则可以看做是对主汽压力的限制,为此,汽轮机启动时可以适当降低主汽压力以降低蒸汽的饱和温度。正常情况下的冷态启动,主蒸汽参数为8.5MPa/380℃,主蒸汽压力最高不能超过12.5MPa。按照上述暖阀控制策略,主蒸汽压力较低时,考虑到此时调节汽门的漏汽量较少,主汽门开启不受蒸汽品质的限制,如果主汽压力较高(大于40bar),暖阀时主汽门打开后立即关闭,此时的暖阀效果远比其他几种情况差,甚至还会造成X准则不满足而出现无法开启主汽门的情况。为此,在冷态启动时,锅炉点火后,尽早将汽机SGC启动步序投入运行,蒸汽品质不合格时,不释放蒸汽品质判断条件,利用汽机SGC步序中X准则等条件的自动判断,在条件满足的第一时间将主汽门开启进行暖阀,以提高主汽门、调节汽门的阀体温度,有效的减少启动消耗,也可以通过手动退出汽机SGC启动步序,并重新启动,如此反复多次可以达到对主汽门和调节汽门进一步暖阀的目的。以便等待蒸汽品质合格的过程中,完成暖阀过程,为汽轮机顺利启动打下良好的基础。

21.4.3.3 汽轮机进汽冲转蒸汽参数的确定

汽轮机启动时汽缸的最高金属温度与停机方式和停机后持续的时间有关,往往是任意值,一般需要运行人员根据汽轮机当时金属的最高温度来决定合适的冲转蒸汽温度。冷态启动要求的冲转蒸汽温度较低,而热态启动时由于汽缸和转子的金属温度较高,故其冲转时要求的蒸汽温度也较高。一般隋况下汽轮机金属最高温度愈高,则要求的冲转蒸汽参数愈高。本机组冲转参数选择:

- a) 主蒸汽温度: 由X4、X5准则确定。
- b) 再热蒸汽温度: 由X6准则确定。
- c) 冷态冲转参数参考值: $P1/P2=8.5/1.2\text{MPa}$ $T1/T2=400/390^{\circ}\text{C}$;

21.4.3.4 机组启动前检查确认

- 1) 检查主、再热蒸汽系统暖管充分且无积水,各辅助设备及系统运行正常;
- 2) 确认各控制系统(如DCS、DEH、MEH、ETS和TSI)、热工信号、检测、声光报警均正常;
- 3) 冲转蒸汽品质合格;
- 4) 启动参数确认,见下表:冲转前应充分考虑冲转后的变化趋势,并做好应急措施;

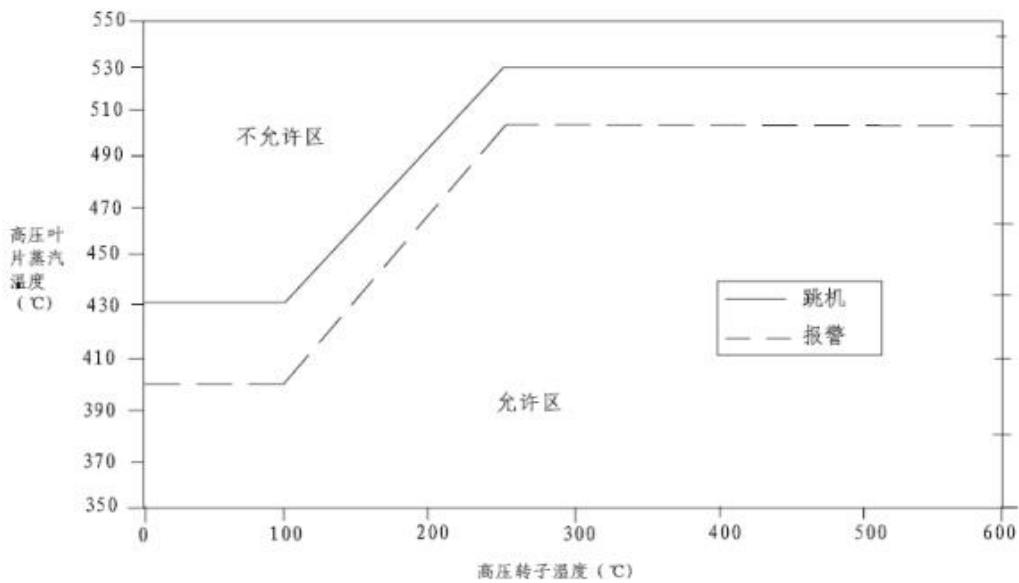
项目	控制值
主蒸汽压力	8.5Mpa
主蒸汽温度	400℃
高、中压缸金属上下温差	$< \pm 30^{\circ}\text{C}$
润滑油压力	0.37~0.4Mpa
润滑油温度	$> 37^{\circ}\text{C}$
EH油压力	16 Mpa
EH油温度	$> 15^{\circ}\text{C}$
凝汽器压力	$< 13\text{kPa (a)}$
密封油油氢差压	0.08~0.12 Mpa
密封油温度	35~50℃
发电机氢压	0.47~0.5 Mpa
发电机氢温	40~46
轴封蒸汽母管压力	~3.5kPa
轴封蒸汽温度	280~320℃

- 5) 通过旁路的操作来保证冲转主蒸汽参数满足要求;
- 6) 确认CRT所有汽机防进水保护疏水阀处于全开状态;

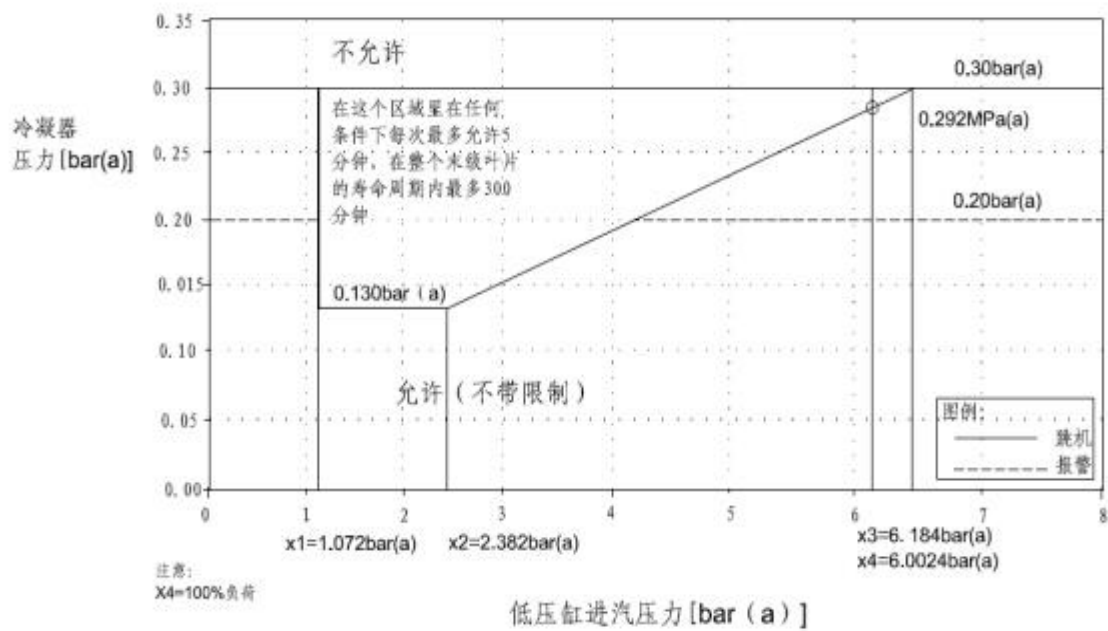
- 7) 记录重要参数的初始值, 如缸胀、转速、轴振、瓦振、本体金属温度、轴承金属温度和回油温度等;
- 8) 汽缸膨胀试验所需临时仪表已安装, 并派专人记录; 滑销系统已润滑, 能自由滑动;
- 9) 汽机顶轴、盘车装置投入运行, 并已运行足够时间 (符合厂家或运行规程的规定, 连续盘车 4 小时);
- 10) 轴封蒸汽温度尽可能与汽机金属温度匹配, 并符合制造厂的有关曲线要求。

21.4.3.5 机组启动过程中重点检查确认

1) 高压排汽温度要求由于超超临界机型高压缸的特殊通流设计, 这个温度应该是高压缸叶片蒸汽温度, 具体如下图所示:



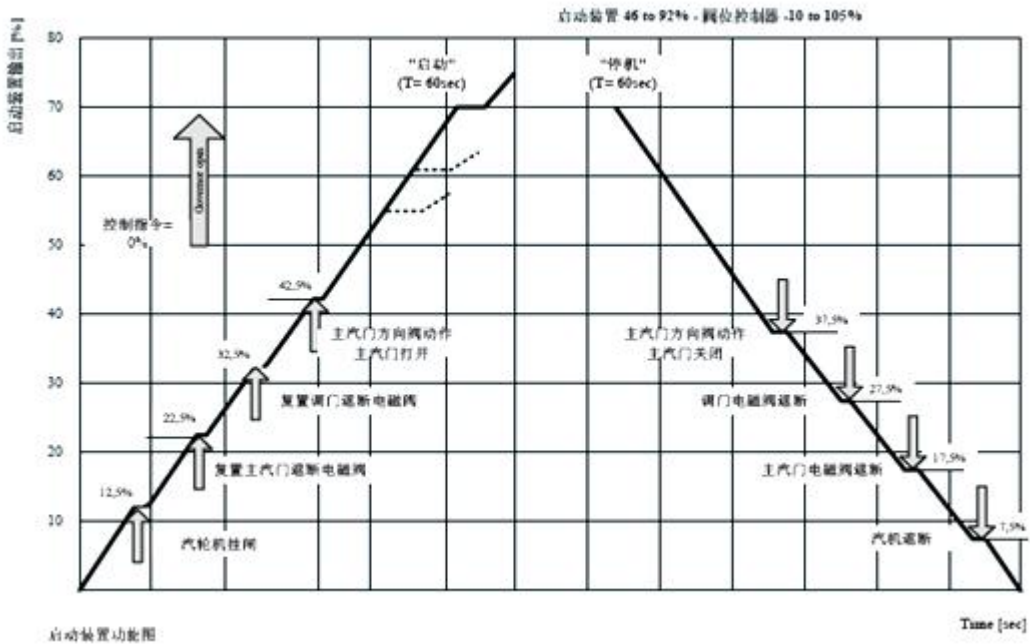
2) 启动时, 若凝汽器压力大于 13kPa (a), 应注意监视低压缸压比符合运行要求。具体如下图所示:



- 3) 启动过程低压排汽温度不得超过 90℃（低压排汽温度超过 110℃跳机）。
- 4) 启动过程中高、中压缸上下温差不得超过±30℃（±30℃报警，空负荷±55℃跳机，带负荷±45℃）。
- 5) 主蒸汽、再热蒸汽左、右进汽管允许最大温差为 17℃（17℃报警，28℃手动脱扣）。
- 6) 高压缸排汽温度应有 15℃以上的过热度（10℃报警，0℃跳机）。

启动装置定值 TAB		控 制 任 务
	0%	允许启动SGC STEAM TURBINE (DKW) ST 进入汽机控制
	>12.5%	汽机跳闸系统复位
	>22.5%	高、中压主汽门跳闸电磁阀复位 (ESV TRIP SOLV RESET)
	>32.5%	高、中压调门跳闸电磁阀复位 (CV TRIP SOLV RESET)
	>42.5%	开启高、中压主汽门 (ESV PILOT SOLV OPEN)
	>62%	允许子组控制，使高、中压调门开启，汽机冲转、升速、并网
	>99%	发电机并网后，释放汽机控制阀的全开范围 (≤62%)，完全由汽机控制阀控制机组的负荷
	<37.5%	所有主汽门关闭 (ESV PILOT SOLV OFF)
	<27.5%	所有调门跳闸电磁阀关闭 (CV TRIP SOLV OFF)
	<17.5%	所有主汽门跳闸电磁阀关闭 (ESV TRIP SOLV OFF)
	<7.5%	发出汽机跳闸指令
	=0%	再启动准备

注：机组启动过程中,启动装置 TAB 每次到达某一限值时,其输出 TAB 都会停止变化，等待 SGC ST 执行特定任务操作,操作完成收到反馈信号后,启动装置 TAB 输出才会继续变化。



21.4.3.6 投入汽机 SGC 程控，启动装置自动运行：

手动投入汽机SGC，并手动触发启动步序。

第1步：空步。

第2步：手动投入抽汽逆止门控制程序 SLC。

- a) 检查抽汽逆止阀 SLC 动作；
- b) 检查#1、#2 高、中压联合汽门、补汽阀、主汽门 SLC 投入；
- c) 确认#1、#2 高中压主汽门、冷再热逆止门关闭（旁通条件：所有的主汽门开启）；
- d) 确认#1、#2 高中压调门、补汽阀、冷再热逆止门关闭（旁通条件：TAB>62%, 转速负荷控制器输出>0.5%）；

- e) 检查所有抽汽逆止门关闭（旁通条件：汽轮机转速>2850r/min 且所有的主汽门开启）。

第3步：程序自动投入汽机限制控制器。

- a) 确认高压叶片级压力控制投入；（旁通条件：转速>402r/min）
- b) 确认高排温度控制投入。

第4步：程序自动投入汽机疏水 SLC。

开启主汽阀、调阀前及补汽阀前疏水阀。

第5步：程序自动开启汽机预暖疏水阀，指令等待 90 秒。（旁通条件：所有主汽阀开启且启动装置 TAB>62%）。

- a) 检查#1 高压调阀前气动疏水阀开启；
- b) 检查#2 高压调阀前气动疏水阀开启；
- c) 检查#1 中压调阀前气动疏水阀开启；
- d) 检查#2 中压调阀前气动疏水阀开启；
- e) 检查补汽阀前气动疏水阀开启。

第6~7步：空步。

第8步：汽轮机润滑油泵试验及辅助系统检测。

检查主汽阀全关。（旁通条件：转速>330r/min。）

第9~10步：空步。

第11步：等待蒸汽品质合格后开启主汽门，启动“发电机停干燥器”SLC，若蒸汽品质不合格，在第11步到第20步间循环，直到蒸汽品质合格（旁通条件：主汽阀已开启）。

- a) 在 CRT 画面上释放蒸汽品质按钮；
- b) 检查 X1 准则满足；
- c) 检查热态启动时过热蒸汽条件：主、再热蒸汽过热度>30℃，或高压主汽门和高压调门的温度低于 150℃的冷态启动，主蒸汽管路和主蒸汽阀体一起加热；
- d) 检查主机润滑油泵试验完成无故障；
- e) 检查蒸汽品质已释放（旁通条件：高调门壳体平均温度<350℃且汽机转速）402 r/min）；
- f) 检查汽缸无严重变形（即汽缸上下温差合格）：高、中压缸上下缸温差 $\leq +30^{\circ}\text{C}$ ， $\leq -30^{\circ}\text{C}$ ；
- g) 检查阀位限制器对高，中压调门、补汽阀阀位无限制作用，阀限均为 105%；
- h) 检查辅助系统在运行
 - 1) 检查 EH 油系统正常；
 - 2) 检查所有的汽机疏水都在预定时间内开启；
 - 3) 检查汽轮机润滑油、密封油、顶轴油系统正常；
 - 4) 检查机组未停止，转速>9.6r/min；
 - 5) 检查无保护停机条件；

- 6) 检查仪用压缩空气压力 $>0.4\text{MPa}$;
- 7) 检查闭冷水系统运行;
- 8) 检查汽封系统运行, 轴封蒸汽调整门前的压力 $>0.4\text{MPa}$, 轴封压力投自动;
- 9) 检查凝结水系统运行。

第 12 步: 打开中压主汽门前疏水阀。(旁通条件: 所有主汽门开启且 $\text{TAB}>62\%$)

高、中压主汽阀前温度 $>360^{\circ}\text{C}$ 。等待90s。

第 13 步: 主、再热蒸汽管道暖管结束。(旁通条件: 汽机处于暖通转速, 汽机转速 $>330\text{r/min}$ 且所有主汽阀开启)

- a) 主蒸汽管道暖管完成: 主蒸汽过热度 $>10^{\circ}\text{C}$ 超过 30 分钟;
- b) 再热汽管道暖管完成: 主蒸汽过热度 $>10^{\circ}\text{C}$ 超过 30 分钟(旁通条件: 再热蒸汽压力 $>0.5\text{MPa}$, #1、#2 中压调门前气动疏水阀打开超过 5 分钟);
- c) X2 准则满足。(旁通条件: 所有主气门开启)

第 14 步: 开高中压主汽阀前疏水阀。

检查高中压主汽阀前疏水阀已开。(旁通条件: 所有的主气门已开启且 $\text{TAB}>62\%$)

第 15 步: 开启主汽阀。

- a) 启动装置 $\text{TAB}>62\%$ 且负荷设定值 $>15\%$;
- b) 监视 $\text{TAB}>12.5\%$ 时, 确认汽机复位;
- c) 监视 $\text{TAB}>22.5\%$ 时, 确认高、中压主汽阀跳闸电磁阀复位;
- d) 监视 $\text{TAB}>32.5\%$ 时, 确认高、中压调阀跳闸电磁阀复位;
- e) 监视 $\text{TAB}>42.5\%$ 时, 确认高、中压主汽阀开启;
- f) 确认最终启动装置 $>62\%$;
- g) 负荷控制器设定值 $>15\%$ 。

注意: 汽机转速不上升, 若出现汽机转速达 300r/min 应立即手动打闸。

第 16 步: 主汽阀开启确认。

- a) 主汽阀全开, 且高排通风阀关闭或转速 $>1980\text{r/min}$;
- b) 若蒸汽品质不合格且出现以下情况之一, 则主汽阀又会关闭 (TAB 逐渐减小, 当 $<35\%$, 主汽门关闭)
 - 1) 主汽压力 $>2\text{MPa}$ 且高调阀 50%壳体温度 $<210^{\circ}\text{C}$, 主汽阀开启 30min 后;
 - 2) 主汽压力 $>3\text{MPa}$ 且高调阀 50%壳体温度 $<210^{\circ}\text{C}$, 主汽阀开启 15min 后;
 - 3) 主汽压力 $>4\text{MPa}$, 无延时;
 - 4) 高调阀 50%壳体度 $>210^{\circ}\text{C}$ 且主汽压力 $>2\text{MPa}$, 无延时;
 - 5) 调阀泄漏: 即转速升至临界转速区域, 即实际转速 $>402\text{r/min}$ 且转速目标值设定 $<$

357r/min ;

- 6) 主汽门开启时间限制为 60 分钟, 若第 16 步到 20 步不能在 60 分钟内完成, 主汽门将因汽轮机启动装置的重置而关闭。

第 17 步: 空步。

第 18 步: 开启调门前合适的蒸汽流量(旁通条件: 汽机转速 $>330\text{r/min}$)

在热态启动的情况下, 锅炉需15%的最小主蒸汽流量; 冷态启动的情况下, 至少需要10%的最小蒸汽流量。

第 19 步: 空步。

第 20 步: 开启调阀前, 等待蒸汽品质, 检查冲转条件满足。(旁通条件: 汽机处于暖机转速, 即

转速 $>330\text{r/min}$)。若蒸汽品质不合格重新回到第 11 步至 20 步,进行暖管、暖阀。

- g) 两凝汽器真空均 $>81\text{kPa}$ 。
- h) 汽缸上下缸温差合格。
- i) 所有组件的温度裕度(TSE) $>30^{\circ}\text{C}$ 。
- j) X4、X5、X6 准则满足。
- k) 高排温度保护未动作。
- l) 主汽压力设定值与实际压力偏差不超限。
- m) 高、中压缸进汽温度小于转子计算温度。
- n) 汽机转速不在临界转速区(共振区 $620\sim 992\text{ r/min}$ $1010\sim 2348\text{ r/min}$)。
- o) 汽机润滑油系统供油正常(包含温控制阀后温度 $>37^{\circ}\text{C}$)。
- p) 汽机辅助系统运行正常(详见第 11 步)。
- q) 启动装置(TAB) $>62\%$ 。
- r) 所有主汽阀开启。
- s) 蒸汽品质合格后(氢导 $\leq 0.50\mu\text{S/cm}$, 二氧化硅 $\leq 30\mu\text{g/kg}$, 钠 $\leq 20\mu\text{g/kg}$, 铁 $\leq 50\mu\text{g/kg}$), 手动投入蒸汽品质合格子环(旁通条件: 转速大于 330r/min)。

第 21 步: 开启调阀, 冲转至暖机转速。(旁通条件: 汽机转速 $>330\text{r/min}$ 且转速控制器设定 $>0.5\%$; 或汽机转速 $>2850\text{r/min}$)

- a) 汽机转速设定值 $>357\text{r/min}$;
- b) 升速率不低(大于 100r/min^2 , 延时 1s);
- c) 汽机冲转至 360r/min , 手动打闸, 进行汽机摩擦检查, 倾听机组内部声音正常。检查各瓦金属温度、回油温度, 各轴振、瓦振, 轴向位移, 润滑油压, 油温等参数正常。
- d) 当汽机转速 $<120\text{r/min}$ 时, 盘车电磁阀开启; $>180\text{r/min}$ 时, 盘车电磁阀关闭。
- e) 冷态启动汽机转速达到 360r/min 时暖机 60min 。
- f) 暖机开始后, 检查高、低压加热器水侧投入。

第 22 步: 退出蒸汽品质合格子环。

汽机处于暖机转速, 转速 $>330\text{r/min}$ 。解除蒸汽品质合格子环。

第 23 步: 准备升至额定转速前, 检查高压缸的暖机效果。(旁通条件: 汽机转速 $>2850\text{r/min}$)

- a) X7A 准则满足(暖高压转子: 汽机侧主汽温度 $<$ 高压转子平均温度+X7A);
- b) X7B 准则满足(暖高压缸: 汽机侧主汽温度 $<$ 高压缸平均温度+X7B);
- c) TSE 最小温度上限裕度 $>30^{\circ}\text{C}$ (HP CSG/HPS/IPS 三者小选值 $>30^{\circ}\text{C}$);
- d) 中压转子中心温度 $>20^{\circ}\text{C}$;
- e) A、B 凝汽器真空均 $>89\text{kPa}$;
- f) 手动投入释放额定转速子环。

X7 可以看做是低速暖机结束的标志, 冷态启动时, 在允许的范围内避免过高的主蒸汽温度会有助于 X7 准则更快的满足, 从而缩短汽轮机冲转时间。

第 24 步: 空步。

第 25 步: 汽机升速至额定转速。(旁通条件: 发电机已并网且汽机转速 $>2850\text{r/min}$)

汽机转速设定为 3009r/min 。

第 26 步: 关闭高压和中压缸前疏水。

检查#1、#2高、中压调门前气动疏水门及#1、#2中压主汽门前气动疏水门、补汽阀前启动疏水门已关闭。

第 27 步：切除额定转速设定 SLC。（旁通条件：发电机已并网且汽机转速 $>2850\text{r/min}$ ）

确认释放额定转速子环退出。注意：

- a) 当转速 $>540\text{r/min}$ 时，顶轴油泵自停。
- b) 检查机组冲转过程中各运行参数正常（如：汽压、温度、轴向位移、轴振、瓦振、各轴承金属温度和回油温度、上/下缸温差、凝汽器真空、润滑油温等，升速过程中通过临界转速时轴振正常。

第 28 步：调压器自动投入（旁通条件：发电机已同期）。

第 29 步：保持汽机在额定转速运行。

- a) X8 准则满足（再热汽温 $<$ 中压转子平均温度 $+X8$ ）。
- b) TSE 最小温度上限裕度 $>30^{\circ}\text{C}$ （HP CSG/HPS/IPS 三者小选值 $>30^{\circ}\text{C}$ ）。
- c) 励磁装置无故障信号。
- d) 注意：全速后检查机组振动、瓦温、润滑油压、油温和轴承回油温度、轴向位移、汽缸膨胀、汽缸上/下壁温差等重点参数在正常范围内，按照试验要求进行汽轮机和电气的相关试验；试验结束后，对机组各设备全面检查一次，确认各系统辅机运行正常。

e) 手动投入高低加汽侧运行。

f) 在启动控制画面中，将 MAX LOAD SETP 设至机组允许的负荷上限（ $\leq 700\text{MW}$ ）。

注：转入 DCS 操作。

第 30 步：准备并网（旁通条件：发电机已并网）。

a) 检查励磁系统已投入。

第 31 步：向 DCS 发送允许发电机并网。

第 32 步：提升启动装置（调阀参与负荷控制）。

- a) 启动装置 TAB 设定值提高至 99%；
- b) 调阀开度由负荷控制器设定，转速控制器退出运行。

第 33 步：空步。

- a) 发电机已并网；
- b) 高压旁路全关或高调 1 全开。

第 34 步：空步。

初压控制器已投入。

第 35 步：主机程控启动步骤结束。

汽机转速达 540r/min 以上时，检查顶轴油泵应联停。转速至 3000r/min ，检查、调整并记录机组各运行参数并确认正常，主要有主蒸汽压力和温度、再热蒸汽压力和温度、转速、缸胀、轴向位移、轴振、瓦振、各轴承金属温度和回油温度、上/下缸温差、凝汽器真空等等，润滑油温控制投入自动，润滑油温保持在 $45\sim 50^{\circ}\text{C}$ 。

21.4.3.7 机组带初负荷及升负荷

a) 机组初负荷暖机

1) 并网后，检查 DEH 的压力控制方式为“Limit”（限压）方式，负荷控制器自动将负荷设定为 35MW ，进行暖机（根据温度裕度控制）。暖机期间，加强机组振动、润滑油温等参数检查，维持主汽压力及主、再汽温度稳定。

2) 按照汽机金属温度变化的要求完成初负荷暖机。与高压缸相比，中压缸低速暖机的效果要比高压缸差，机组并网后，中压调门很快会全开全开，中压缸快速受到加热，也会产生很大的热应力，为减少热应力，额定转速的暖机也要充分。

b) 机组由初负荷升至 200MW

1) 设定机组至 100MW 负荷,升负荷率设为 5MW/min 进行暖机 15~30min(根据温度裕度控制)。

2) 根据汽温情况,投入过热蒸汽减温水,但应保证主汽温有 56℃ 以上的过热度。

3) 机组负荷升至 120MW 左右,四抽汽压力 $>0.3\text{MPa}$ 且高于除氧器压力后,除氧器汽源切换至四抽供。

4) 当另一台 660MW 机组未运行时,冷再压力 1.5MPa 左右,缓慢将辅汽联箱汽源由邻机切至冷再供,检查辅汽联箱压力、温度正常。

5) 将机组负荷设定为 150MW,汽轮机调阀逐渐开大,高压旁路逐渐关小直至全关,高压旁路转为跟随方式,确认汽机 DEH 进入初压方式(即汽轮机控制压力,压力设定值按照启动曲线自动设定)。

6) 按启动曲线升负荷,逐渐增加燃料量,主蒸汽温度及再热蒸汽温度按启动曲线逐步上升。检查汽机本体及相关管道所有疏水阀均已关闭。

7) 将机组负荷设定为 200MW,控制升负荷率 $\geq 5\text{MW/min}$ 。

8) 机组负荷 200MW,当主给水旁路调节阀前后压差 $<0.2\text{MPa}$ 后,将给水由省煤器进口给水旁路调节阀切至主给水管路运行,注意维持分离器贮水箱水位和减温水量稳定。

c) 机组负荷由 200MW 升至 330MW

1) 目标负荷 330MW,控制升负荷率 $\geq 5\text{MW/min}$,升压率 $\geq 0.15\text{MPa/min}$,主汽温升率 $\geq 1.5^\circ\text{C/min}$,再热汽温升率 $\geq 1.5^\circ\text{C/min}$ 。

2) 机组负荷升至 230MW 左右,进行锅炉转干态操作。

3) 检查给水系统调节稳定,当四抽压力 0.6MPa 左右,将小机汽源由辅汽切至四抽供。(若#1 机组电泵启动,可在 30%额定负荷左右进行汽泵与电泵的切换)

4) 机组负荷升至 240MW 左右,检查主机轴封已自密封。

5) 机组转干态运行后,根据情况尽早投入机、炉协调控制。

d) 升负荷至额定

1) 控制负荷变化率为 6MW/min,升压率 $\geq 0.12\text{MPa/min}$,升温率 $\geq 1.5^\circ\text{C/min}$ 。

2) 机组负荷 400MW,缓慢将辅汽联箱汽源切至四抽供,检查辅汽联箱压力、温度正常。

3) 机组负荷 585MW,检查主汽压达到额定,进入定压运行。

4) 机组负荷 660MW,全面检查、调整使机组各设备、系统处于正常运行状态,确认各参数正常,并根据调度要求投入 AGC 方式运行。

e) 升负荷过程注意事项

1) 严格按机组启动曲线进行升温、升压、升负荷。

2) 升负荷过程中应注意机组振动、膨胀、轴向位移、汽缸金属温升率、温差、各轴承温度的变化情况,必要时稳定负荷。

3) 检查调速系统控制是否正常,调阀有无卡涩现象。

4) 机组在升负荷过程中,注意 TSE 温度裕度的限制。

5) 检查各冷却器自动温度调节正常、各氢冷器冷氢温度相近,及时检查调整凝汽器、除氧器、加热器、闭冷水箱、定冷水箱水位正常,各油箱油位正常,油温符合要求。

6) 根据机组负荷及凝汽器真空,及时调整循泵运行方式,及时投运间冷塔各扇段。

7) 在升负荷过程中,及时将氢压升至额定值,检查发电机氢温、氢压、油氢压差及定冷水压力、流量、温度的变化正常;

21.4.3.8 冷态启动过程注意事项

冷态启动是汽轮机由静止状态到额定转速、从空负荷到满负荷的动态过程，在这个过程中，机组参数的变化最为剧烈，操作最为复杂，因此需要掌握好许多关键性的问题。为防止汽轮机冷态启动过程中产生较大的热应力和相对胀差，应控制蒸汽的温升速度和机组的升速率，并适当进行暖机。为防止大轴弯曲，启动前要测量转子的晃度，进行较长时间的盘车，在冲转后要检查缸内是否有磨擦，并监视机组振动和上下缸温差。

启动过程中的注意事项如下：

- 1) 汽轮机升速过程中，应在就地仔细倾听机组磨擦声音，若发现异常必须停机查找原因和处理，如发现高、中压主汽阀温度不上升或上升过于缓慢，必须到现场确认高、中压主汽阀导汽管疏水阀和疏水管是否正常工作；如发现管子是冷的，则应立即脱扣汽轮机，进行处理。
- 2) 冷态启动应进行充分地暖机疏水，任何情况下不得缩短暖机时间。
- 3) 升速及升负荷过程中，进行每步操作时都要检查 TSI 系统有无报警指示、TSI 画面是否正常，如有异常情况，处理后方可进行下一步操作。
- 4) 机组升负荷过程中应注意监视胀差、汽温、温升、温差的变化，轴向位移、振动值应在允许范围内，同时应注意倾听机组声音正常。
- 5) 禁止在转子静止时送汽封；冲转前检查汽机的偏心、差胀一定要正常。
- 6) 启动过程中还应严密监视密封油系统，保证密封油系统工作正常且油压始终大于氢压。
- 7) 机组负荷在10%、20%、30%额定负荷时，应检查汽轮机高、中、低压组疏水自动关闭。
- 8) 整个升负荷过程中应按照“冷态启动曲线”保持负荷与蒸汽参数相互匹配。
- 9) 当机组负荷大于50%以上应尽早投入机、炉协调控制。
- 10) 机组升负荷过程中，应及时对发电机补、排氢气，保持氢压和氢、油压差；及时根据背压、凝结水温、循环水温投入间冷塔各个扇段。
- 11) 启动过程中，要注意凝汽器、除氧器、加热器、闭冷水箱、定冷水箱水位正常，各油箱油位正常，油温符合要求。
- 12) 检查各冷却器自动温度调节正常。
- 13) 根据主机负荷及真空，及时启动第二或第三台循泵运行并调整间冷塔扇段百叶窗开度。
- 14) 当低压缸排气温度高于52℃时，不宜快速加负荷，以免低压排汽缸过热，并注意低压缸减温水的运行情况。
- 15) 机组加负荷的速率，应使汽缸及阀门室的金属温度变化率及内、外壁温差分别满足金属温度变化率及温差控制曲线的要求，必要时稳定负荷，调整蒸汽参数以改善机组金属温度及差胀等的变化情况。并且当负荷低于200MW 不宜长久运行，期间应注意高排金属温度的变化。
- 16) 在机组启动过程中，化学应连续监测各汽、油、水品质合格，保证各工质品质合格。
- 17) 汽机无论是冷态启动还是热态启动，必须保证进入汽机的主蒸汽和再热蒸汽参数符合 X 准则的要求；
- 18) 机组启动时，不允许在临界转速（叶片可能共振的转速）停留；
- 19) 机组启动时，应满足附图所列的启动曲线的要求。首次冷态启动时，机组将在 500r/min 下暖机 60 分钟。
- 20) 冷态启动过程，如高、中压正胀差增加较快时，应减慢升温、升压、升负荷速度，直至暖机。

21.4.4 温热态启动

汽轮机停机不超过48小时，汽缸金属温度约在该测点满负荷值的40%以上的启动过程称为温热态启动（包括温态和极热态启动）。温热态启动时，因高、中压缸存在上、下缸温差，转子与汽缸之间存在

相对胀差，会对机组启动产生不利的影响。因此温热态启动中要特别注意上、下缸温差和转子的相对胀差，它们有时会成为制约机组启动的关键因素。

由于热态启动汽缸、转子等零部件的温度较高，关键是要防止金属被冷却，造成冷冲击，出现较大的交变热应力，因此启动中要求较高的轴封供汽温度和冲转蒸汽温度。一般要求：轴封供汽温度与转子温度匹配；主蒸汽温度高于第一级汽室金属温度30~100℃；再热蒸汽温度高于进汽区金属温度50℃以上。暖管期间锅炉的升温升压速度尽可能快，当达到冲转参数，具备冲转条件时，应快速冲转升速、并网、带初始负荷。当第一级汽室蒸汽温度稍高于其内壁温度，进行暖机后，再按金属温升速度的要求进行升温、升压及加负荷过程。

21.4.4.1 温热态启动的特点

温热态启动的主要步骤与冷态启动基本相同，但热态启动时由于汽轮机的金属温度比较高，因此在运行操作上与冷态启动又存在不同之处。热态启动的特点（包括温态、极热态）如下：

1) 冲转前金属温度高，要防止防止金属被冷却。

2) 冲转前准备工作相对简单：

部分辅助设备已在运行状态，如：油系统和盘车运行；发电机已充氢；极热态不停炉，旁路已投入运行；

3) 轴封供汽温度较高，应是与汽缸最高金属温度适应的低压过热蒸汽，但温差不应大于85℃。

4) 冲转蒸汽参数较高，经节流后蒸汽温度应高于或等于最高金属温度。

5) 启动速度快，升速率大（300r/min/min）；快速并网；初始负荷不暖机，尽快升到最高金属温度对应的负荷再进行暖机；此后升负荷率与冷态启动相同。

21.4.4.2 温态、热态、极热态的冲转参考参数

1) 各工况冲转参数推荐

启动工况		极热态 2h	热态 8h	温态 48h	冷态 150℃	极冷态 50℃
主蒸汽温度(℃)	最小值	580	560	380	360	360
主蒸汽温度(℃)	推荐值	600	580	440	400	380
主蒸汽温度(℃)	最大值	600	600	500	440	400
热段再热蒸汽温度(℃)	最小值	530	450	360	360	360
热段再热蒸汽温度(℃)	推荐值	570	510	440	400	380
热段再热蒸汽温度(℃)	最大值	610	610	500	440	400
主蒸汽压力(MPa(a))	最小值	10*	10*	6	6	6
主蒸汽压力(MPa(a))	推荐值	12*	12*	8.5	8.5	8.5
主蒸汽压力(MPa(a))	最大值	不限制	不限制	不限制	不限制	9
冷再蒸汽压力MPa(a))	最小值	不限制	不限制	不限制	不限制	不限制
冷再蒸汽压力MPa(a))	推荐值	1.7	1.7	1.4	1.4	1.2
冷再蒸汽压力MPa(a))	最大值	2.5	2.5	2.0	2.0	2.0

2) 冲转前，主蒸汽流量应满足以下要求：

热态启动，主蒸汽流量>15%TMCR（TRL）主蒸汽流量；

冷态、温态启动，主蒸汽流量>10%TMCR（TRL）主蒸汽流量。

对超超临界汽轮机组，在汽轮机冲转前增大主蒸汽流量有利于减小固体颗粒冲蚀，推荐主蒸汽流量>20%TMCR（TRL）主蒸汽流量。

21.4.4.3 温态启动

机组温态启动时主蒸汽和再热蒸汽压力与冷态启动相同。冲转参数要求主再热蒸汽温度符合变温度X准则和最佳冲转参数Z准则。主蒸汽压力和再热蒸汽压力由高压旁路和低压旁路自动控制选择为启动模式。在冲转升速过程中,只要蒸汽品质合格,应按照启动曲线快速升至3000r/min并接带负荷。其它操作基本与冷态启动相同。

在实际应用中,X-准则制约着汽轮机的启动过程,具体表现为在执行汽轮机启动SGC(SubgroupControl)时,在上一步结束之前就要判断与下一步相关的X-准则是否得到满足,如果满足则执行下一步,如果不满足,就重复执行前面有关步骤,一直等到该步骤的X-准则满足为止为确保机组的安全运行,汽轮机组在启动与运行过程中有严格的温度限制,对于汽轮机本体来说,主要体现为温差限制,其内容包括:高压主汽门内表面与中间点温差限制、高压调节汽门内表面与中间点温差限制、高压缸内表面与中间点的温差限制、高压转子表面温度与平均温度的温差限制以及中压转子表面温度与平均温度的温差限制,这些温差限制与相应设备平均温度的关系以不同的曲线表现出来,这些曲线规定了一个允许的温差区域,该区域的点均有一定的温差裕量,曲线上的点温差裕量为零,温差为零时,温差裕量最大。

在汽轮机启动与运行过程中,温差裕量越大,汽轮机相应热应力越小,汽轮机的寿命损耗就越小,不同位置的温差产生的热应力对汽轮机的寿命影响不同。温差裕量会对汽轮机的运行产生一定影响,温差裕量过小时,汽轮机的升速率或升负荷率会降低。温差裕量为负时,汽轮机会自动减负荷,以使温差满足要求,如果温差过大,汽轮机会触发跳闸保护信号

21.4.4.4 热态启动

热态启动时,若邻炉在运行,厂用辅助蒸汽系统已投运,或投入启动锅炉。

机组热态启动冲转时主蒸汽和再热蒸汽压力与汽缸温度水平应严格匹配,蒸汽温度高于最高金属温度50℃。蒸汽温度、蒸汽压力、机组负荷启动控制参数参考机组热态启动曲线。机组热态启动前,主机在连续盘车状态,如中间因故停止,需重新连续盘车4h。

汽轮机进汽冲转前,保证高压轴封汽温度与汽轮机转子温度相匹配。冲转升速过程中,低速检查后,直接以300r/min²的升速率升速至3000r/min,并网前根据要求可不需要进行空负荷各项试验。机组并网初负荷可不进行低负荷暖机,根据机组热态启动曲线要求进行升温、升压及加负荷至660MW过程与冷态启动基本相同。在各项温差限制中,负方向温差允许范围要比正方向小得多,而在汽轮机热态启动时经常出现负方向的温差,因此热态启动要比冷态启动更易受到温度制约,在极热态情况下启动更是如此。

机组在高负荷突然发生锅炉灭火,随后的启动对汽轮机来说通常为极热态启动或热态启动。锅炉燃料量失去过多,会造成主蒸汽压力和温度下降较快,主蒸汽压力过多的下降又会造成蒸汽的汽化潜热上升较多,这又会加剧主蒸汽温度的下降。因此,锅炉MFT、重新点火启动后,主蒸汽温度在短时间内难以较快的上升,此时由于停机时间较短,汽轮机缸体和汽门阀体仍处于较高的温度,这个时候启动汽轮机就会出现X1、X5、X6准则短时间内难以满足的情况。

汽轮机停机后,高压缸与高压调节汽门因其保温性能较好,温度下降相对主蒸汽温度往往慢许多,主蒸汽温度比高压调节汽门温度小,这个温差如果过大,X1-准则不满足,就会造成高压主汽门无法打开,汽轮机SGC步骤无法向前进行;同理,高压缸与高压转子在停机后温度下降较慢,为防止汽轮机高压部分被较低的主蒸汽强制冷却,也会出现高压调节汽门因X5-准则不满足而无法开启的情况;由于停机后中压缸温度下降相对较快,与X5-准则相比,X6-准则较容易满足,但如果再热蒸汽温度控制不好,也会出现与高压缸类似的情况。

汽轮机的极热态启动也会受到各项温差限制的严格制约。温差限制中规定,极热态的情况下,高压主汽门、高压调门和高压缸内表面和中间点的负温差均不允许超过15℃,高压缸内壁和高压转子平均温度的负温差不允许超过35℃,中压缸内壁和中压转子平均温度的负温差不允许超过30℃,但现场实际操作

中，常常因机组停机后短时间内因主蒸汽温度过低而导致的负温差过大，汽轮机由于温差限制而无法实现极热态启动的情况。主要原因是锅炉侧难以及时调整使主蒸汽与再热蒸汽温度迅速满足极热态启动的需要，此时汽轮机汽门与本体仍维持较高温度，经多方努力调整也无法使主蒸汽温度达到与汽轮机汽门和本体相匹配的值，极大地延缓了机组重新启动的时间。

故本机组设置炉内加热，从邻机冷段引一路汽源接至本机组#2高加汽侧，用于加热给水温度，同时在机组启动过程中，锅炉分离器疏水水质合格后即可回收至除氧器，确保锅炉给水温度满足热态启动的需要，尽可能缩短热态启动时间。

21.4.4.5 温热态启动注意事项：

a) 机组冲转前应注意充分疏水，检查转子晃度、上下缸温差和相对胀差；冲转时，保证主、再热蒸汽参数应与缸温匹配；升负荷过程中，主蒸汽、再热蒸汽参数应按要求平稳升高，尽可能保证汽温不要下降，以防止转子和汽缸被冷却。

b) 启动过程中应密切监视汽缸温升、上下缸温差、内外壁温差和膨胀量；转子差胀、轴向位移和振动；轴瓦温度、油温及油压等参数不超限，各油箱油位正常。

c) 冲转时，调整好主、再热蒸汽的温度，必须要有 56°C 以上的过热度，以此来保证蒸汽对转子是进行加热而不是冷却。作为运行人员确定主汽温度的原则是：进入到高压主汽阀和调阀后的蒸汽温度应比汽机进口处的转子温度高；进入到中压缸的再热蒸汽温度应比中压缸进口处的转子温度高，蒸汽温度至少高于高压第一级处内上缸内壁温 30°C 。

d) 机组热态冲转，主蒸汽温度符合“热态启动曲线”所确定的温度且过热度 $\geq 56^{\circ}\text{C}$ 。主蒸汽压力 $5.5\sim 10\text{MPa}$ 左右，且满足“启动曲线”所确定的压力。

e) 温、热态启动时，为保温、保压加快启动速度，要尽快满足吹扫条件。锅炉点火后，应及时投入旁路系统，并按照热态启动曲线规定的升温、升压率提升汽温汽压，尽可能提高汽温，满足汽机冲转要求。

f) 热态启动，严禁在未投轴封汽的情况下抽真空，避免部件变形。并且轴封用汽要有一定的过热度，防止汽机的轴端出现冷却，造成转子收缩，轴封温度和高压转子温度应匹配。。

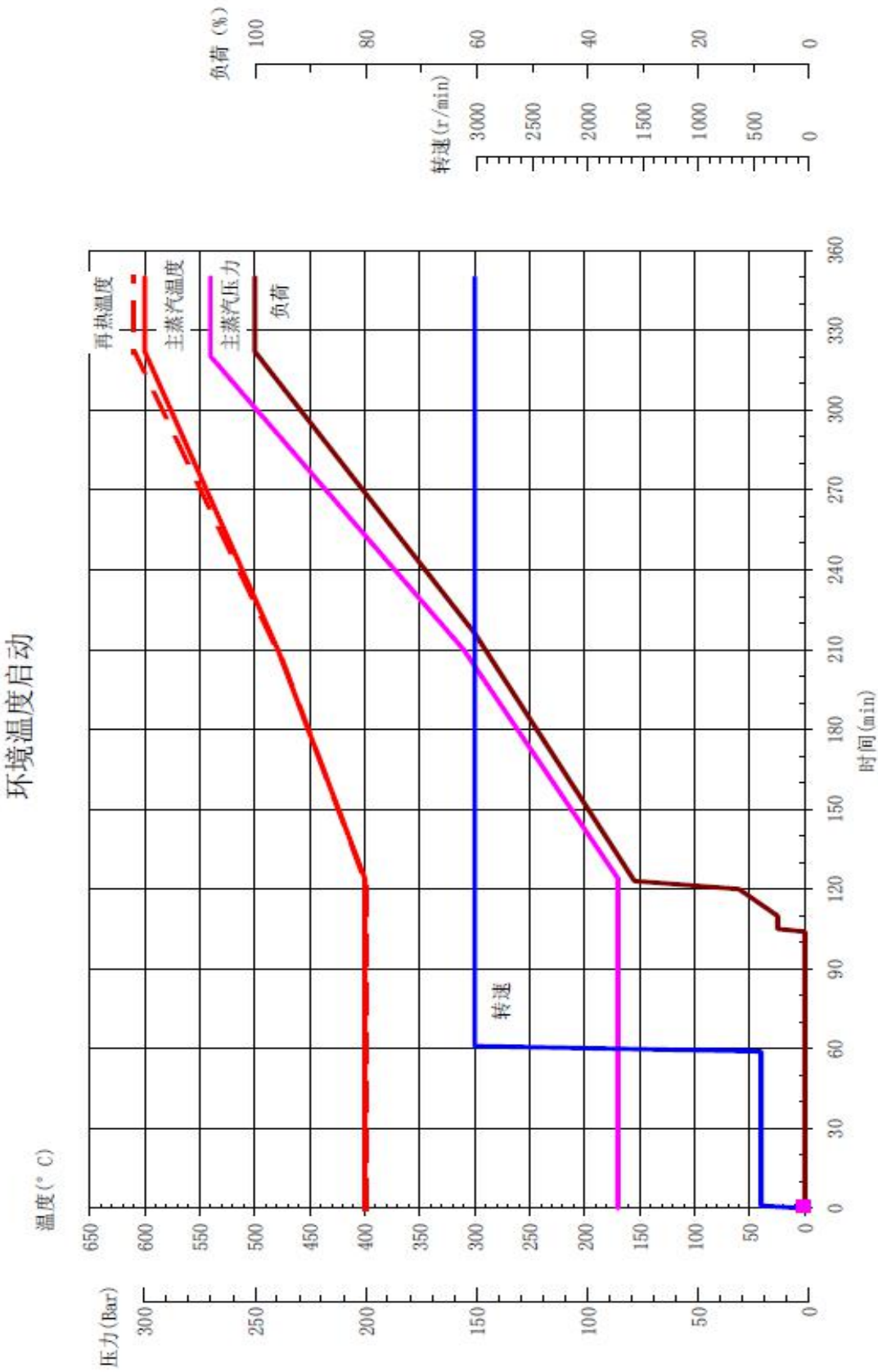
g) 热态启动过程中容易出现的热应力是负应力，这是关键问题。一旦高中压转子出现负差胀，应及时采取措施。如：可适当增加主、再汽温；适当加快启动速度、升速或加负荷；增加主蒸汽流量等。

h) 汽机冲转前，必须确认汽机处于盘车状态，如汽机处于惰走阶段，转速在临界转速区范围内，严禁汽机挂闸冲转。

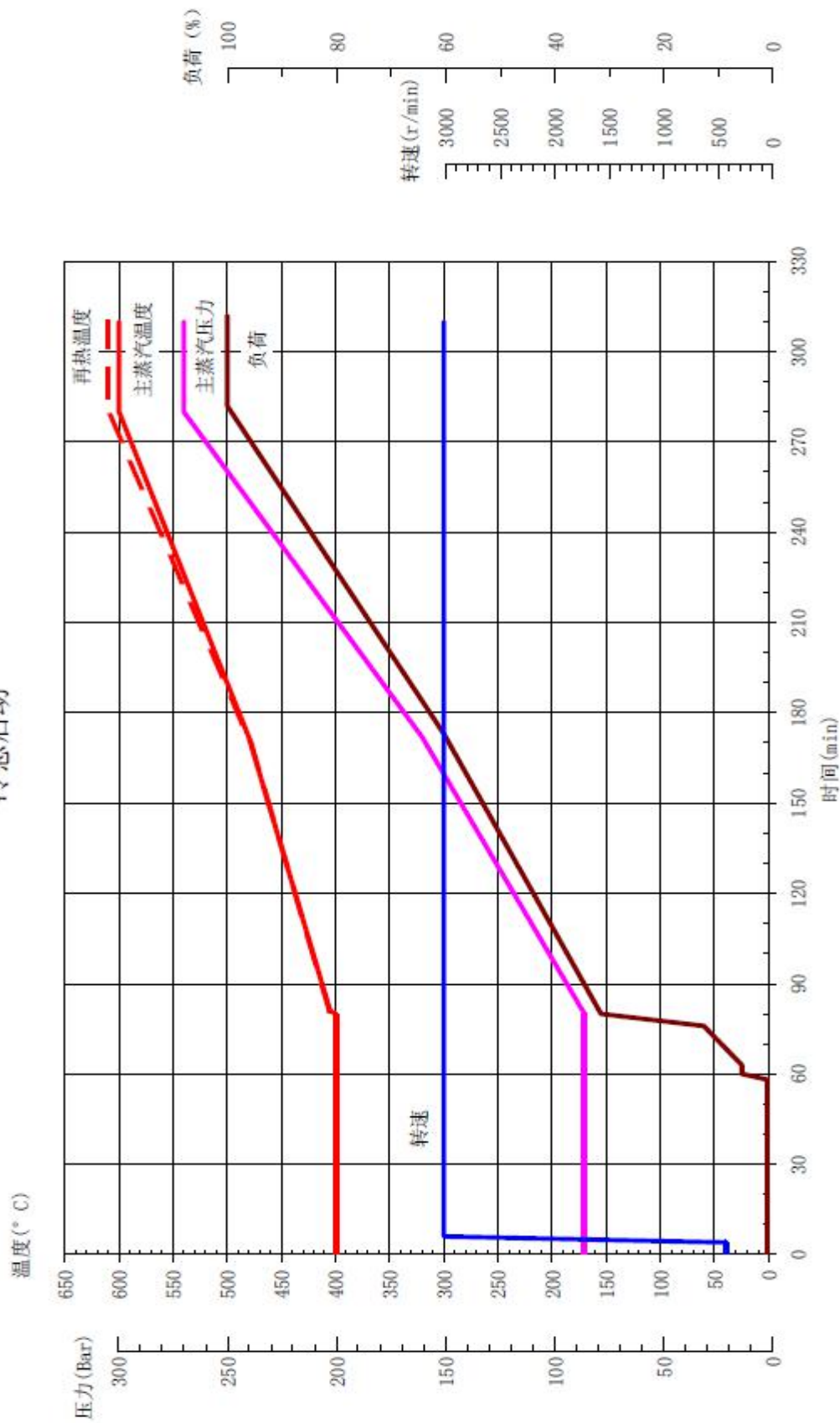
i) 在启动过程中，应监视油温、油压、轴温、轴振、轴向位移等重要参数。

j) 其他事项与机组冷态启动相同。

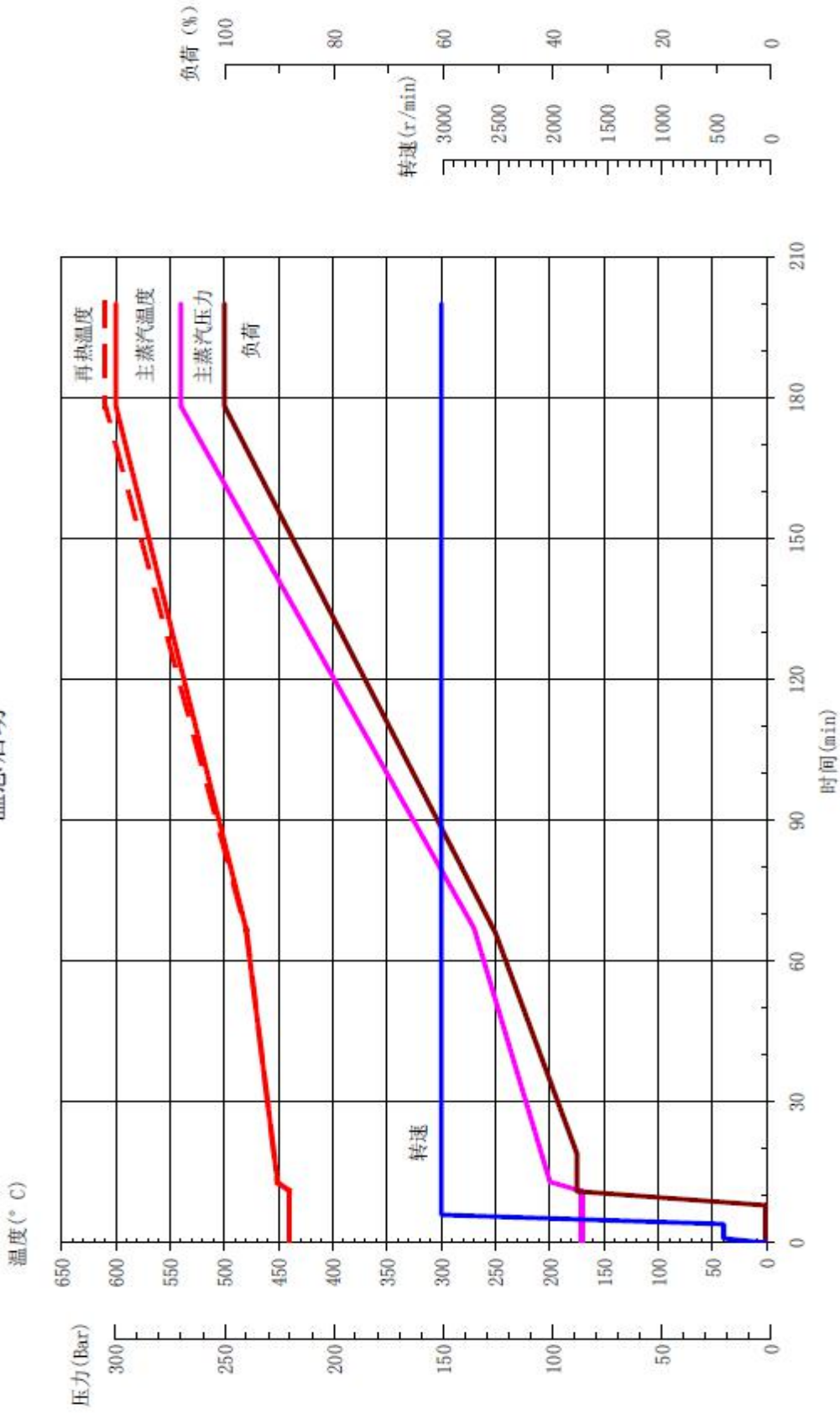
21.5 各种工况启动曲线



冷态启动



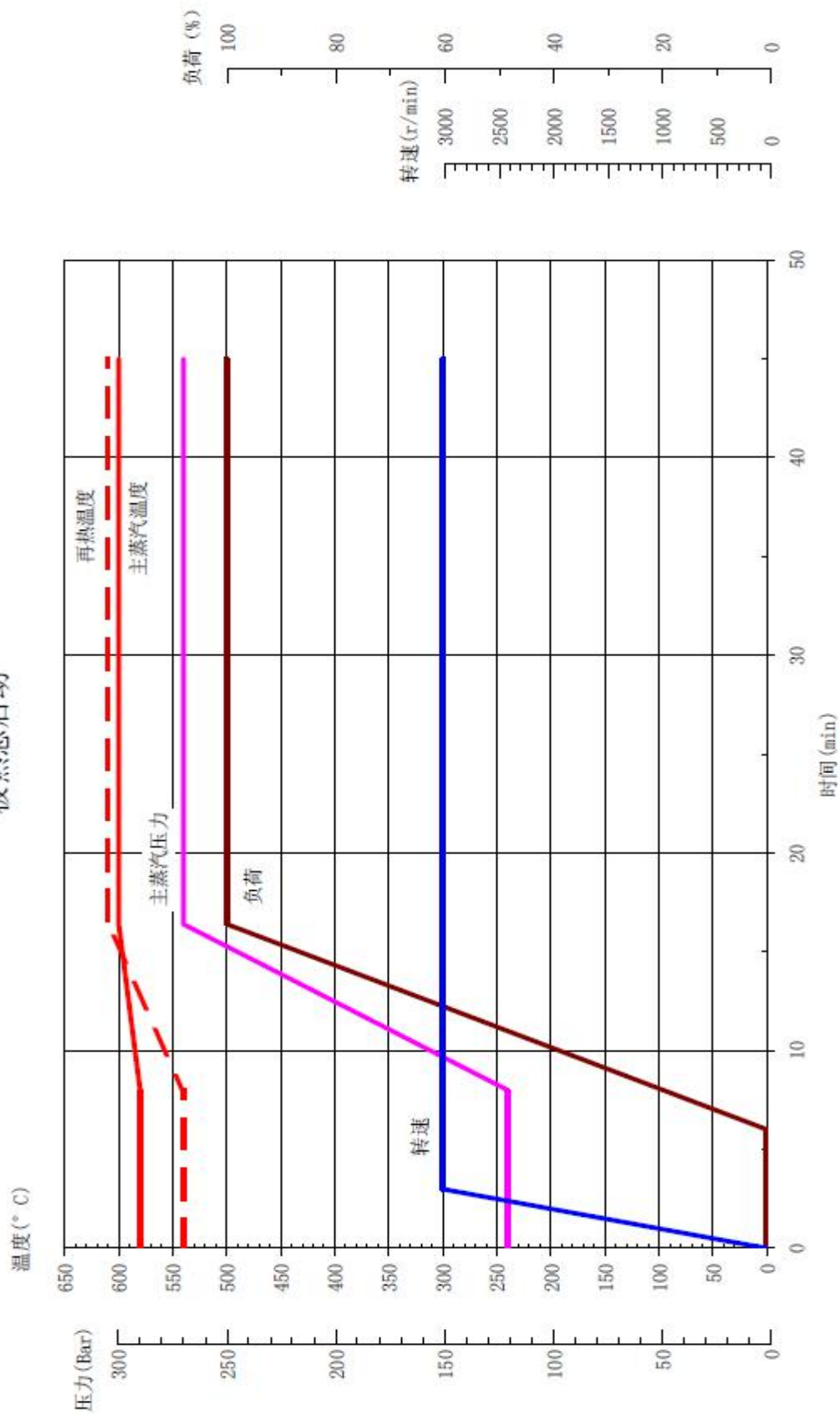
温态启动



热态启动



极热态启动



第 22 章 汽轮机停机

汽轮机停机是指机组由带负荷运行状态到卸去全部负荷、发电机从电网中解列、汽轮发电机组转子由转动至静止的过程。停机是启动的逆过程，一般经历降负荷、解列、惰走(降速)、停机后的处理等四个阶段。

停机过程中，汽轮机各金属部件逐渐冷却；不同停机方式，产生不同的冷却速率，冷却过快或不均匀常会出现较大的热应力、热变形及胀差现象，影响再启动速度和汽轮机寿命。根据停机的目的，应采用合理的停机方式，兼顾机组的快速启停、检修需求和较低的寿命损耗。

22.1 停机方式选择

汽轮机停机方式按目的分为正常停机和滑参数停机两类。

因调峰需要或有辅助系统消缺要求，而锅炉和汽轮机本体无检修项目，不需要对锅炉和汽机及相关的管道进行冷却和泄压时，采用正常停机方式。在正常停机过程中逐步降低蒸汽压力，尽可能维持蒸汽温度不变，以使机组金属温度在停机后保持较高的水平，以利于启动后较快带到额定参数。

如机组要进行计划中的 A/B/C 级检修或者锅炉和汽轮机本体相关的管道存在缺陷，需要尽快冷却进行检修时，则采用滑参数停机方式。停机过程中逐步降低主蒸汽和再热蒸汽的压力和温度，以便尽量降低汽轮机高温部件的金属温度，使机组尽快冷却，缩短检修的等待时间。

滑参数停机和正常停机相比的主要不同点在于滑参数停机需要按照机组的冷态启动曲线逆向控制主蒸汽和再热蒸汽的降温速度和降压速度，或交替降温降压、适当进行暖机，保持 50℃ 以上的过热度，并在尽可能低的负荷下打闸。

22.2 停机前检查和准备工作

在机组停运前，运行人员应了解停机的目的和停机方式，根据设备的特点和运行的具体情况，制定具体的停机措施，做好关键设备的检查和试验工作，并对相关系统进行调整。根据需要，若机组需要采取特殊的停运方式，则应制定相关的现场指导实施方案。停机前具体工作如下：

- a) 值长接到调度停机命令后，通知集控、煤控、灰控、化学人员做好机组停运的准备工作，并通知各相关部门及专业工程师；
- b) 各岗位接到停机命令后，做好停机前的准备工作，准备好机组停运操作票和记录卡；
- c) A/B/C 修或停炉超过七天以上，应把全部煤仓烧空，提前通知煤控值班人员，合理控制煤位；
- d) 根据负荷情况，停炉前应对锅炉各受热面(包括空预器)进行一次全面吹灰；
- e) 进行主机备用交、直流润滑油泵、顶轴油泵、盘车装置、小机交、直流辅助油泵及顶轴油泵试转，确认正常并检查联锁投入；
- f) 对机组进行全面检查并对机组缺陷进行统计，以便在机组停止后进行处理；
- g) 进行停机前系统切换准备工作：
 - 1) 调整开式循环冷却水系统运行方式；
 - 2) 切换本机供公用系统的闭冷水用户为邻机或备用水源供给；
 - 3) 将辅汽切至邻机或启动锅炉供，检查轴封供汽、除氧器、小机等备用汽源处于良好的备用状态；
 - 4) 全面抄录一次汽机金属温度，然后从减负荷开始，每隔 1h 抄录一次，直至主机完全冷却。
- 5) 停机前 4h，通知化学将给水处理由 OT 切换为 AVT 方式运行；根据停炉保养要求，通知化学做好加药准备。

22.3 滑参数停机

滑参数停机前面的操作类似于正常停机的前面两步，参照滑参数停机曲线，采用不同的降负荷率、减温减压速率和保持负荷暖机。停机过程中，降压降温应交替进行，控制降温速度为 $1^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 左右，最大不得超过 $1.5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ；平均降温速度控制在 $60^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。

22.3.1 减负荷至 330MW

1) 在 CCS 下，设定目标负荷为 540MW、降负荷率为 $5\sim 8\text{MW}/\text{min}$ ，保持主汽参数额定，按照机组滑参数停机曲线，开始降负荷。

2) 确认辅汽汽源切至邻机或启动炉。

3) 机组负荷从 600MW 开始滑压运行减负荷，在 600MW 至 330MW 期间，主汽压下降速率 $\geq 0.1\text{MPa}/\text{min}$ ，目标主汽压力降至 14.17MPa 。

4) 主/再蒸汽温度由额定开始下滑，主汽温降率为 $0.75^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ，再热汽温降率为 $1^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。

5) 负荷 330MW 左右，检查轴封汽溢流阀关闭，检查主机轴封压力正常，确认轴封供汽温度在 $280\sim 320^{\circ}\text{C}$ 范围内。

22.3.2 减负荷至 200MW

1) 撤出锅炉主控自动，采用 TF 方式，通过手动控制锅炉主控将机组负荷从 330MW 减至 200MW，期间控制负荷下降速率 $\geq 5\text{MW}/\text{min}$ 。主汽压下降速率 $\geq 0.1\text{MPa}/\text{min}$ ，目标主汽压力降至 10.25MPa 。

2) 负荷降至 250MW 时，检查辅汽汽源由本机冷再或邻机、二期供给正常，汽压在 1.0MPa 左右，温度与四抽温度匹配，将小机汽源由四抽切至辅汽。

3) 负荷至 200MW，将给水处理切换为 AVT 方式运行。

4) 负荷至 200MW，将锅炉给水由主路切至旁路。切换时应维持机组负荷、燃烧稳定。

5) 汽机切至 DEH 初压方式。

6) 主汽温度与再热汽温度随燃烧率的降低而降低。

7) 检查主机轴封压力正常，确认轴封供汽温度在 $280\sim 320^{\circ}\text{C}$ 。

22.3.3 减负荷至 150MW

1) 根据凝汽器真空情况，调整循环水及间冷系统运行方式，停运一台循泵或关小循环水回水电动门，维持真空在 94.8kPa 以上。

2) 机组负荷达 150MW，控制目标主汽压力 8.5MPa ，维持一定时间继续降低主、再汽温。

22.3.4 减负荷至 60MW

1) 继续滑降负荷，期间控制负荷变化率约 $3\text{MW}/\text{min}$ 。

2) 若汽轮机本体有工作，应以缸温滑至 330°C 为目标。

3) 负荷减至 120MW 左右，进行以下操作

4) 检查并确认汽轮机蒸汽系统高、中压段疏水阀开启。

5) 检查汽机后缸喷水自动投入，注意低压缸排汽温度的变化。

6) 将除氧器汽源由四抽切至辅汽供。

7) 注意监视高、低加加热器的水位正常。

8) 在减负荷过程中，锅炉熄火前任何时候给水流量都必须 $\geq 552\text{t/h}$ 。

22.3.5 停机解列

- 1) 将发电机有功负荷降至 10MW 以下。
- 2) 检查交流润滑油泵出口压力、电流等正常，检查润滑油压、油温正常。
- 3) 发变组顺控解列或手按“汽机跳闸”按钮或就地打闸。
- 4) 汽轮机打闸后，高低旁路阀连开 10%以上，注意高、低旁减温水投运正常。

22.3.6 汽轮机 SGC 程控停运步序

程控停止步序联锁启动条件

- 1) 同时满足下列条件（用于汽轮机跳闸后）：
 - a) 主汽门关闭；
 - b) 汽轮机跳闸；
 - c) 程控进行中。
- 2) 同时满足下列条件（防止主汽门开启时，调门未关引起转速失控）：
 - a) 汽轮机启动装置<62%；
 - b) 汽轮机转速<2700r/min；
 - c) 发电机未并网；
 - d) 程控启动第 15 步；
 - e) 任一调门未关。

第 51 步：释放高排逆止门；监视时间：5s；等待时间：10s

- 1) 指令：
 - a) 释放高排逆止门；
 - b) 切除高排温度控制。
- 2) 检查：
 - a) 高排逆止门未全开 或 高排逆止门开度>85%；
 - b) 高压排汽温度控制未投入。

第 52 步：通过负荷设定值降负荷

- 1) 指令：降低负荷设定值；
- 2) 检查：下列任一条件满足即可：
 - a) 延迟的负荷设定值=0%；
 - b) 转速控制器已投入；
 - c) 下降的温度裕度<-10K；
 - d) 高压排汽温度>450℃；
 - e) 汽轮机停机系统已遮断；
 - f) 发电机未并网。
- 3) 指令 2：切除下降的温度裕度对减负荷速率的影响；
- 4) 检查 2：控制器中下降的 TSE 裕度 30K。

第 53 步：阀门泄漏试验/等待电网联系开关断开；监测时间：45s；等待时间：60s

- 1) 指令：无；
- 2) 检查：下列任一条件满足即可：
 - a) 转速控制器已投入；
 - b) 下降的温度裕度<-10K；

- c) 高压排汽温度 $>450^{\circ}\text{C}$;
- d) 汽轮机停机系统已遮断;
- e) 发电机未并网。

第 54 步：关闭主汽门

- 1) 指令：停运汽轮机;
- 2) 检查：
 - a) 汽轮机停机系统已遮断;
 - b) 汽轮机启动限制器 $=0\%$;
 - c) 所有主汽门已关闭;
 - d) 励磁系统已切除;
 - e) 发电机未并网。

第 55 步：汽轮机疏水 SLC 投入；监测时间：60s

- 1) 指令：投入汽轮机疏水 SLC;
- 2) 检查：汽轮机疏水 SLC 已投入。

第 56 步：顶轴油泵准备

- 1) 指令：无;
- 2) 检查：
 - a) 顶轴油泵控制已投入;
 - b) 汽轮机转速 $<120\text{r/min}$;
 - c) 汽轮机转速 $>9.6\text{r/min}$ 。

第 57 步：启动油泵试验

- 1) 指令：启动油泵试验 SGC;
- 2) 检查：油泵试验 SGC 已启动。

第 58 步：油泵测试无故障完成

- 1) 指令：无;
- 2) 检查：
 - a) 油泵试验 SGC 切除;
 - b) 油泵试验 SGC 无故障。

第 59 步：等待高压调门冷却

- 1) 指令：无;
- 2) 检查：高压调门壳体平均温度 $<200^{\circ}\text{C}$ 。

第 60 步：开启暖管疏水阀；监测时间：60s

- 1) 指令：
 - a) 开启高压调门前疏水阀;
 - b) 开启中压调门前疏水阀;
 - c) 开启补汽阀前疏水阀。
- 2) 检查：
 - a) #1 高调门前疏水阀已开启;
 - b) #2 高调门前疏水阀已开启;
 - c) #1 中调门前疏水阀已开启;
 - d) #2 中调门前疏水阀已开启;

e) 补汽阀前疏水阀门已开启。

第 61 步：停机程序结束

22.3.7 滑参数停机注意事项

1) 滑停过程中应注意机、炉的协调，汽温、汽压应按滑停曲线进行控制，降温、降压过程不应有回升现象。

2) 滑参数停机中，每降低一档主蒸汽温度或负荷，应待再热蒸汽温度下降后再继续降温。停用磨煤机时，应密切注意主汽压力、温度、炉膛压力和贮水箱水位的变化。

3) 滑停过程中注意汽温、汽缸壁温的下降速度，主、再蒸汽的温度偏差必须满足偏差曲线要求，且主、再热汽温应始终保持至少有 50℃ 的过热度，如主、再热汽温在 10min 内急剧下降 50℃ 及以上，应立即停机。

4) 停机时应密切监视缸胀、上下缸温差、轴向位移、轴承振动、轴承温度及油温正常，并注意高中压缸两侧膨胀应均匀，汽轮发电机组转动部分无异音。

5) 在汽机惰走过程中，注意倾听机内声音，记录临界转速附近汽轮机振动的最大值。

6) 记录汽机惰走时间，定时记录缸胀、轴向位移、偏心度等。监督。

7) 滑参数停机过程中，应注意小机、除氧器、轴封供汽等汽源的切换，防止供汽中断。

8) 在停机过程中，如加热器间的压差不足以维持正常疏水的要求，应及时打开加热器事故疏水。

9) 滑参数停机时，根据锅炉防腐要求及时通知化学调节凝结水加药方式，并做好凝结水品质破坏机组真空时，必须检查导入凝汽器的有压疏水应严密关闭，高低旁确已关闭。

10) 机组在降有功负荷时，励磁应相应地调整，维持机端电压正常。加强监视调整发电机氢温、定子水温、密封油压等符合规定。

11) 机组尽量避免在 180MW 负荷下长时间运行，在负荷至 60MW 及以下应减有功、无功，并做好机组解列停机准备及相关事故预想。

12) 机组停运后，应做好防止汽缸进冷气（汽）、冷水的措施。

13) 无特殊需要，在汽缸温度降至接近 150℃ 时，定期开启一次与汽缸相联疏水阀、一抽和三抽逆止阀前疏水阀 10min 进行疏水。

14) 根据需要及时隔绝冷再、四抽、凝结水、闭冷水、循环水、油系统等与临机、公用系统连接的阀门，并做好安全措施。

15) 空冷系统停运：机组停运时，随着机组负荷的降低逐渐关小扇形段百叶窗的开度，保持扇形段温度在规定范围内。检查储水箱水位是否正常，水位高时排水至正常，防止扇形段泄水后造成储水箱溢水。扇形段泄水过程中，塔旁路阀应开启。冬季可通过开启紧急泄水阀对整个间冷塔空冷器放水来实现空冷器的防冻。此外也可以通过 DCS 屏幕上的按钮打开紧急泄水阀，所有冷却扇区的水将在规定时间内泄至储水箱，确保空冷器内的水不会结冰。

22.4 正常停机

1) 正常停机前面操作与滑参数停机基本相同，只是到后阶段，减负荷 90MW，主汽压 8.5MPa，即可快速减负荷至零，进行手动停机，利用发电机逆功率动作解列发变组，同时锅炉熄火。

2) 锅炉熄火后，应尽量减少各种热损失，主再热蒸汽及旁路相关疏水和高低压旁路均应关闭。

3) 锅炉熄火、高低压旁路关闭后，根据需要关闭主蒸汽管道、高压旁路阀前疏水阀，关闭一抽、三抽和四抽逆止阀前疏水阀。

4) 停 EH 油泵，根据需要维持 EH 油循环系统运行。

- 漏
- 5) 做好高低加汽侧查漏措施, 开启高、低加汽侧放水, 在给水泵及凝泵停运之前进行高、低加查漏
 - 6) 停用氢冷器冷却水。若发电机气体不置换, 保持氢气干燥器运行。
 - 7) 根据锅炉要求, 停止除氧器加热, 适时停运给水泵。
 - 8) 条件具备时停运真空泵, 待凝汽器真空到零, 停运轴封系统。
 - 9) 联系化学, 撤出凝结水精处理混床、前置过滤器。
 - 10) 根据需要停运关闭凝汽器补水隔离阀。
 - 11) 闭冷水系统无用户, 停运闭冷水泵。
 - 12) 汽机低压缸排汽温度低于 50°C , 确认无高温汽水进入凝汽器, 根据循环水系统运行方式可停运本机组的循环水系统。
 - 13) 在无凝结水用户时, 可以停止凝泵运行。
 - 14) 高压内下缸内壁温度降到 150°C 以下, 开启一抽、三抽和四抽逆止阀前疏水阀。

22.5 机组停运后汽机方面的操作

- 1) 锅炉熄火、旁路关闭后, 须关闭主蒸汽管道疏水阀, 关闭高压导汽管疏水阀, 关闭各抽汽逆止阀前、各抽汽电动阀疏水阀前后疏水阀。
- 2) 停 EH 油泵, 根据需要维持 EH 油循环系统运行。
- 3) 根据需要停运真空泵, 开真空破坏阀, 待凝汽器真空到零, 停运轴封汽系统。
- 4) 根据需要做好高低加汽侧查漏措施, 开启高、低加汽侧放水, 在给水泵及凝泵停运之前进行高低、加查漏。
- 5) 停用氢冷器冷却水, 启动氢气循环风机运行。
- 6) 根据锅炉要求, 停止除氧器加热, 适时停运电泵。
- 7) 联系化学, 撤出凝结水精处理装置。
- 8) 在无凝结水用户时, 可以停止凝泵运行。
- 9) 根据需要关闭凝汽器补水隔离阀。
- 10) 开冷水无用户, 停运开冷水系统。
- 11) 闭冷水系统无用户, 停运闭冷水泵。
- 12) 汽机低压缸排汽温度低于 50°C , 确认无高温汽水进入凝汽器, 根据循环水系统运行方式可停运本机组的循环水系统。
- 13) 高压第一级内下缸内壁温度降到 150°C 以下, 开高压导汽管疏水阀、各逆止阀前疏水阀。
- 14) 根据要求可进行发电机气体置换。
- 15) 气体置换结束, 可根据要求停止汽轮机机盘车运行。停用连续盘车的规定:
 - a) 当高压内下缸内壁温度降到 150°C 以下, 可停用连续盘车, 但在无检修工作时, 连续盘车应在高压内下缸内壁温度低于 100°C 方可停用。
 - b) 如检修需要在 150°C 以上停用连续盘车, 需经总工程师批准。
 - c) 若汽缸金属温度 $> 150^{\circ}\text{C}$, 应按下表进行手动盘车, 并作好防止汽缸上下缸温差增大措施。

金属温度	盘车间隔时间	手动盘车角度
$> 450^{\circ}\text{C}$	不停	连续盘车
$350^{\circ}\text{C} \sim 450^{\circ}\text{C}$	15min	每15min 盘180度
$250^{\circ}\text{C} \sim 350^{\circ}\text{C}$	30min	每30min 盘180度

200℃～250℃	45min	每45min 盘180度
150℃～200℃	1小时	每1小时盘180度

d) 若转子应该每 m 分钟盘转180度，第一个180度应在转子静止 ($m/2$) 分钟进行，此后手动盘车应 m 分钟进行一次，在最后一次手动盘车180度后的 ($m/2$) 分钟时开始连续盘车。

e) 若在盘转180度以前，因盘车故障引起转子静止时间为 t 分钟，在盘过180度后，只能在 t 分钟后，才能重新投入连续盘车。

f) 热态时，若手动盘车不动，则禁止强行盘车，应对汽轮机进行闷缸，且应保证顶轴油泵，交流润滑油泵正常运行。待汽机冷却，手动盘车无卡涩且直轴后，方可重新投入连续盘车。

g) 连续盘车中，汽缸内有明显摩擦声，或盘车电流大幅度晃动（非盘车装置故障），应立即停止连续盘车，查找原因并进行直轴。

1) 盘车停运后停顶轴油系统。

2) 盘车停用后8h 以上、高压内下缸内壁温度150℃以下，一般在密封油系统停运后，可停用主机润滑油系统。

3) 根据发电机保养要求决定是否停运发电机定冷水系统。

4) 做好停机后的保养及检修隔离工作。

根据要求可进行发电机气体置换。

5) 若发电机定冷水系统无检修工作，应保持定冷水系统运行。若停运发电机定冷水系统，检修应做好发电机保养工作。

6) 汽机的停运不超过 10 天，应做好下述防腐保养措施：

h) 隔绝所有可能进入汽缸及凝汽器汽侧内的汽水系统，开启汽机本体疏水。

i) 所有的主/再汽管道、旁路系统管道、抽汽管道疏水门应开启。

j) 放尽热井及循环水进/出水室存水。

k) 注意凝泵坑水位，防止满水，保持排水泵在自动运行方式。

l) 小机的本体疏水门应打开。

m) 除氧器采用湿式保养。

n) 放尽加热器汽侧存水，加热器水侧采用湿式保养。

o) 保持润滑油净化系统随主机润滑油系统运行方式连续运行，监视系统运行正常。

p) 隔绝与公共系统连接的有关汽、水、气门，并放尽其内部存汽、存水、存气。

q) 在冬季，若上、下缸温差大，则应关闭汽缸本体疏水、有关抽汽管道及主/再热汽管道疏水。

r) 冬季机组停运后，应注意执行防冻措施，特别是当汽机房室温可能低于 5℃或室外会造成冰冻的情况下，应做好间冷塔、机力塔设备与系统保温防冻，以防设备损坏。

7) 机组停用时间超过 10 天，应进行下列保养措施：

a) 隔绝所有可能进入汽缸及凝汽器汽侧内的汽水系统，开启汽机本体疏水。

b) 所有的主/再汽管道、旁路系统管道、抽汽管道疏水门应开启。

c) 放尽热井及循环水进、出水室存水。

d) 注意凝泵坑水位，防止满水，保持排水泵在自动运行方式。

e) 小机的本体疏水门应打开。

f) 所有停运设备和系统内的存水应全部放尽。

8) 机组长时间停运，汽机本体及与之相连的管道和轴封系统应由检修采用热风干燥，烘干汽缸内设备。

第 23 章 汽轮机典型事故及预防

汽轮机设备一旦发生事故,不仅影响人身设备的安全,也会影响到电网的供电状况。任何事故的发生,尽管有各种原因,出现的现象也错综复杂,但总有一些主要的或根本的原因,在事故发生前也会有明显的征兆,如能及时的发现并加以处理,就可以避免或尽可能减少损失。

目前机组的自动化水平不断地提高,对运行操作人员运行水平的要求也相应提高。作为运行操作人员,除要求在机组正常运行时能熟练地进行操作和调整外,还应了解有关事故处理的规定,一旦事故发生,能迅速做出正确的判断,及时进行处理,防止事故的进一步扩大。

汽轮机事故停机一般分为三类:

破坏真空紧急停机:设备已严重损坏或停机慢了会造成严重事故。操作上不考虑带负荷情况,不需要汇报领导,应立即打闸,破坏真空紧急停机。

不破坏真空故障停机:不停机将危及机组设备安全,切断汽源后故障不会进一步扩大。操作上应征得上级领导同意,无需破坏真空,迅速减负荷故障停机。

故障停机:由值长根据具体情况决定的停机:事故判断不太方便,判断不太清楚,或某一系统或某一设备异常未达到不减负荷停机得程度。操作上应控制降温、降负荷速度,汽缸温度降到一定的数值后再进行停机。

23.1 事故处理原则

a) 发生故障时,运行人员应以保人身、保电网、保设备的原则迅速解除人身、设备的危险。找出发生故障的原因,消除故障,同时保持非故障设备的负荷,以保证对用户供电。在事故处理过程中,运行人员应尽量保证厂用电系统的正常运行。

b) 发生事故时,各岗位应互通情况,在值长、单元长统一指挥下,密切配合,迅速处理事故,以便尽快恢复机组的正常运行。排除故障动作要迅速、正确。所有岗位接到命令后应复诵一遍,若没有听懂命令或对命令有理解上的误差,应反复问清楚,命令执行完毕后,应迅速向发令者汇报。

c) 发生故障时,值长、单元长应迅速参加消除故障的工作,单元长应将自己所采取的措施向值长汇报,值长所有正确的命令,单元长必须服从。相关领导、专业工程师必须尽快到现场,给予运行人员必要的指导,但这些指示不应和值长的指令相抵触。

d) 在机组发生故障和处理事故时,运行人员不得擅自离开工作岗位,若故障发生在交接班时间,应延迟交班,在未办理交接手续前,交班人员应继续工作,接班人员应协助交班人员一起消除事故,直至值长发出接班命令为止。

e) 禁止无关人员停留在发生事故的区域及控制室。

f) 故障消除后,值长、单元长和值班人员应将所观察到的现象、故障发生的过程和时间以及所采取的措施等作正确、详细的记录,并及时向各级调度和公司领导汇报。

23.2 事故处理步骤

a) 根据设备参数变化、设备联动和报警提示判断故障发生的区域,迅速消除对人身和设备的威胁,必要时应立即解列发生故障的设备;迅速查清故障的性质,发生的地点和范围,然后进行处理和汇报;保持非故障设备的正常运行;事故处理的每一阶段都要迅速汇报,正确地采取对策,防止事故蔓延。

b) 当判明是系统与其它设备故障时,则应采取措施,维持机组运行,以便有可能尽快恢复机组的正常运行。

- c) 处理事故时各岗位应互通情况, 密切配合, 迅速按规程规定处理, 防止事故扩大。
- d) 处理事故, 应当准确、迅速。
- e) 当发生规程未列举的事故及故障时, 值班人员应根据自己的经验作出判断, 主动采取对策, 迅速进行处理。
- f) 发生事故时值班员要立即汇报, 如发生值班员操作和巡视职责范围内的设备事故, 值班员来不及汇报, 为防止事故扩大, 可根据实际情况先进行处理, 待事故处理告一段落再逐级向上汇报。
- g) 事故处理中, 达到紧急停炉、停机条件而保护未动作时, 应立即手动停止机组运行; 辅机达到紧急停运条件而保护未动作时, 应立即停止该辅机运行。
- h) 若出现机组突然跳闸情况, 事故处理完且事故原因已查清后应尽快恢复机组运行。
- i) 在机组发生故障和处理事故时, 运行人员不得擅自离开工作岗位。若事故处理发生在交接班时间, 应停止交接班, 在事故处理完毕再进行交接班。在事故处理中接班人员要主动协助进行事故处理。
- j) 事故处理完毕, 值班人员应将事故发生时的现象和时间、汇报的内容、接受的命令及发令人、采取的操作及操作的结果详细进行记录。

23.3 汽轮机紧急停机

23.3.1 机组遇有下列情况之一时, 应破坏真空紧急停机:

- 1) 汽机跳闸保护拒动(如: 超速、低油压、轴向位移、振动保护等)。
- 2) 汽机内部有明显的金属摩擦声和撞击声。
- 3) 汽机发生水冲击, 高/中压外缸内壁上、下温差 $>45^{\circ}\text{C}$, 或主、再热汽温在 10min 内急剧下降 50°C 。
- 4) 汽轮发电机组任一轴承断油、冒烟或轴承金属温度超限。
- 5) 汽机轴封磨擦冒火。
- 6) 发电机、励磁机冒烟、着火或氢气系统发生爆炸。
- 7) 汽轮发电机组油系统喷油不能隔离或着火不能很快扑灭, 严重威胁人身或设备安全。

23.3.2 遇有下列情况之一, 应不破坏真空紧急停机:

- 1) 全部操作员站故障, 所有画面黑屏或死机, 无法监视、操作时;
- 2) 凝汽器压力升高至 65KPa, 保护拒动;
- 3) 低压缸排汽温度达 120°C , 持续 15 分钟, 或排汽温度超过 120°C ;
- 4) 高压缸排汽温度达 530°C ;
- 5) 机侧主蒸汽温度异常升高至 $612\sim 616^{\circ}\text{C}$, 持续运行超过 15min 或主温度超过 616°C ; 机侧再热蒸汽温度异常升高至 $622\sim 626^{\circ}\text{C}$, 持续运行超过 15min 或再热温度超过 626°C 。
- 6) 主、再热蒸汽温度 10 分钟内下降 50°C ;
- 7) 汽机无蒸汽运行超过 1 分钟;
- 8) 主汽管道、高压给水管道或其它汽、水、油管道破裂严重, 无法维持机组正常运行时;
- 9) 汽轮机主油泵工作严重失常;
- 10) DEH、TSI 系统故障, 致使一些重要参数无法监控, 不能维持机组运行时。
- 11) 其它。

23.3.3 破坏真空紧急停机步骤:

- 1) 若汽机保护未动作停机, 手动同时按下集控室两个“汽机跳闸”按钮或就地机头按钮, 确认汽机跳闸, 发电机解列;
- 2) 检查高、中压主汽门、调门、高排逆止门、各抽汽逆止门确已关闭, 高排通风阀开启;
- 3) 检查润滑油压正常;
- 4) 检查汽机本体及主、再热蒸汽管道、抽汽管道、低压旁路管道的疏水门自动开启;
- 5) 解除真空泵联锁, 停运真空泵, 关闭至凝汽器的所有疏水, 开启凝汽器真空破坏门;
- 6) 检查低压缸喷水自动投入;
- 7) 检查转速降至510r/min 顶轴油泵自启, 否则手动启动;
- 8) 查轴封供汽正常, 汽源切换正常, 否则手动切换;
- 9) 根据真空及时调整轴封压力, 真空到零, 停止轴封供汽, 停运轴加风机, 停止轴封减温水;
- 10) 转速 $<120\text{r/min}$, 盘车自动投入, 否则手动投入盘车, 记录转子惰走时间、偏心度、盘车转速、汽缸金属温度等;
- 11) 停机过程中应注意机组的振动、各轴承金属温度、润滑油温、密封油油氢差压正常;
- 12) 凝汽器、除氧器水位自动调节正常, 否则手动调节;
- 13) 检查除氧器汽源、辅汽汽源切换正常;
- 14) 倾听机组内部声音, 当内部有明显的金属撞击声或转子惰走时间明显缩短时, 严禁立即再次
- 15) 启动机组。
- 16) 机组跳闸后, 根据机组恢复启动时间、循环水温及时安排间冷塔部分或全部扇区泄水。

23.3.4 不破坏真空停机:

- 1) 机组跳闸后, 不立即破坏真空, 在转速降至 400r/min 时, 可停运真空泵, 破坏真空;
- 2) 其他操作同“破坏真空紧急停机”。

23.3.5 汽轮机故障停机

- a) 机组遇下列情况之一, 应申请故障停机:
 - 1) 主、再热蒸汽管道、抽汽管道、给水、凝结水、油系统管道及附件破裂, 可短时维持运行时;
 - 2) 汽温、汽压异常, 在规定时限内仍无法恢复正常, 危急汽轮机安全时;
 - 3) 汽轮机调节保安系统故障无法维持机组正常运行;
 - 4) 主要热工仪表电源、控制电源中断, 机组无法维持运行时;
 - 5) 发电机定子冷却水导电度达 $9.5\ \mu\text{S/cm}$, 短时无无法恢复时;
 - 6) 机组汽、水品质恶化, 经处理无效时;
 - 7) 发电机氢气或密封油系统发生泄漏, 无法维持机组正常运行时;
 - 8) 高中压主汽门、调门卡涩无法活动时;
 - 9) 机组主要设备、汽水管道的支吊架发生变形或断裂时;
 - 10) 发生其它故障, 威胁机组安全运行时。
- b) 故障停机操作同正常停机

23.4 汽轮机大轴弯曲

汽轮机大轴弯曲事故, 是汽轮机恶性事故中最为突出的一种, 近年来在不同类型的机组上曾多次发生。汽轮机在启动、停机及变负荷过程中, 由于转子内部周向温度不均匀, 转子受热膨胀不对称而造成转子的弯曲。转子的弯曲可分为热弹性弯曲和塑性弯曲。弹性弯曲是指造成转子弯曲的应力在弹性范围

内，转子周向温度均匀后，转子的弯曲会自行消失，转子恢复原来状态。塑性弯曲是指当转子温度周向不均匀产生的热应力超过材料的屈服极限，转子产生塑性永久变形，温度均匀后弯曲依然存在。

23.4.1 汽轮机大轴弯曲原因

23.4.1.1 设计制造安装方面

轴承安装不良，轴承失去正常的承载能力；径向轴封间隙不合理，汽封间隙分配不合适；转子自身动不平衡，在升速时，产生异常振动，造成动静部分摩擦，使汽轮机转子产生弯曲。

23.4.1.2 运行操作方面

a) 上下缸温差过大。在汽轮机启动过程中，因汽缸保温不良，或进入汽轮机的蒸汽低于汽缸的金属温度产生冷冲击，造成上下缸温差过大，汽缸产生热变形，使动静部分径向间隙消失而产生摩擦，致使转子出现热弯曲，弯曲又加剧摩擦，产生大量热量，使转子局部过热而造成转子更严重的弯曲，形成恶性循环。

b) 汽缸进水。汽轮机发生水冲击事故时，汽缸进水造成上下缸温差过大，使汽缸和隔板套变形拱起，动静部分产生摩擦，使转子产生变形。机组停机后，汽缸温度仍较高，若此时有水倒流入汽缸，造成处于高温的汽缸和转子发生急剧冷却，则会使转子产生径向温差而发生大轴弯曲。

c) 机组振动。汽轮机大轴弯曲总是与机组的振动密切相关，并随转速的升高摩擦加剧，振动也增大。当机组振动过大，或初始晃度较大时，动静部分产生碰摩，摩擦产生的热量局部加热转子，增大了转子的弯曲，转子的弯曲反过来又增大了振动和摩擦，最终导致大轴弯曲。

d) 盘车使用不当。在机组启动前或停机后，汽缸温度仍较高，此时若没有长时间进行连续盘车，因上下缸存在的温差，会使转子产生弯曲。

e) 热态启动参数不匹配，进汽温度低。热态启动时，若进入汽轮机的蒸汽温度低于汽缸金属温度，不仅使转子负值增大，还将引起上下缸温差加大。低温蒸汽使汽缸和汽封套冷却变形，造成机组动静摩擦，引起振动，其结果也将导致大轴弯曲。

f) 运行人员在机组启动或运行中由于未严格执行规程规定的启动条件、紧急停机规定，硬撑、硬顶也是造成大轴弯曲的主要原因之一。

23.4.1.3 大轴弯曲事故的处理

目前尚无直接测量转子弯曲的方法，一般采用在盘车和低速时用转子晃度来监视转子弯曲；在升速和带负荷时借助机组振动判断转子是否弯曲。在冲转前若转子晃度超限，应延长盘车时间，直至晃度合格为止。在升速时机组振动大于 0.04mm ，则应降速暖机。在带负荷时机组振动超限，应立即打闸停机，将转速降至振动合格的转速下暖机。若盘车和暖机一段时间后，转子的晃度或振动减小，说明转子出现弹性弯曲，继续盘车或暖机进行直轴。若连续盘车或暖机无效，则说明转子产生永久弯曲，应停机检查和进行机械直轴。

23.4.1.4 汽轮机大轴弯曲事故的预防

汽轮机运行中一旦确认存在设备缺陷且可能造成大轴弯曲时，必须停机予以消除。在运行方面应采取以下防止措施：

a) 分管运行的领导、专业技术人员和运行主岗人员应掌握各机组的技术资料及确切数据，如大轴晃表测量安装位置、大轴晃度原始值、机组轴系各轴承正常运行和启动过程的原有振动值、通流部分径向、轴向间隙值等，使得指挥者和操作者都做到心中有数。

b) 运行人员必须严格按照规程操作, 杜绝任何疏忽大意。因为大部分的弯曲事故, 都与运行操作有密切关系。

c) 运行人员应熟悉本机组的高、中、低压转子及发电机转子的实际临界转速, 以便在启动中有有效的监控转速。

d) 集控值班员应掌握实际的正常停机和紧急事故停机的转子惰走曲线。

e) 机组冲转过程中, 要设专人进行听音、测振和观察轴承的油流工作情况。

f) 机组冲转前必须投入轴向位移、低油压和振动保护, 保护不能投入时, 禁止启动汽轮机。

g) 每次启动前必须认真检查大轴的晃动度不超过原始值的0.02mm 或不超过规程规定的数值。主蒸汽温度至少高于汽缸最高金属温度50℃, 蒸汽过热度不低于50℃。

h) 上下缸温差在规定范围内。一般要求高中压外缸上下缸温差不超过50℃, 内缸上下温差不超过35℃。温差或转子晃度超限时, 禁止汽轮机冲转。

i) 汽轮机启动前应进行充分连续盘车, 一般不少于2~4小时(热态启动不少于4小时), 并避免盘车中断, 否则延长盘车时间。转子在不转动的情况下, 禁止向轴封供汽和进行暖机。

j) 机组因振动大、进水和摩擦等原因停机或偏心度异常时, 应全面检查、认真分析、查明原因。当机组已符合启动条件时, 连续盘车不少于4小时才能再次启动, 严禁盲目启动。

k) 因故暂时停止盘车时, 应监视转子弯曲度的变化, 当转子热弯曲较大时, 也应先进行180直轴, 待转子热弯曲消失后再投入连续盘车。

l) 汽缸因进水导致变形, 机组再启动之前应保持18~24小时的盘车。如转子被卡住 应设法每小时将机组盘车一次。当转子转动自如时, 应继续谨慎地进行盘车。不可用起重装置及向汽轮机送汽或用气动马达等其他的辅助方法来转动已被卡住的转子。

m) 热态启动时, 先送汽封后抽真空, 且应对机组进行认真全面的检查, 保证汽封送汽温度、主汽和金属温度相匹配, 并充分疏水。

n) 启动过程中要严格控制轴承振动, 一阶临界转速下不超过0.03mm(因为在一阶临界转速以下出现较大的振动, 即为明显的动静摩擦象征, 若让大轴的更低的转速下继续摩擦显然是危险的), 过临界时轴承振动值不超过0.1mm, 或者相对轴振动值不超过0.25mm, 否则立即打闸停机, 严禁硬闯临界转速和降速暖机。同时还要注意加强监视高压内、外缸上、下温差; 高压缸左、右法兰的温差在规程规定范围内, 防止上述温差过大造成动、静摩擦。

o) 机组在启停和变工况运行中, 应按规定的曲线控制参数的变化, 要加强机组状态的监视, 控制各个参数在规定范围内, 特别应注意严格控制汽轮机胀差及轴向位移的变化。

p) 机组运行中要求轴承振动不超过0.03mm, 超过时应设法消除, 当相对轴振动大于0.25mm 时, 应打闸停机; 当轴承振动变化 $\pm 0.015\text{mm}$ 或相对轴振动变化 $\pm 0.05\text{mm}$ 时, 应查找原因设法消除, 当轴承振动突然增加0.05mm 时, 应立即打闸停机。汽轮机振动保护装置必须投运。运行中发现振动超限而保护拒动时, 必须打闸停机。

q) 机组停机后应立即投入盘车, 盘车电流过大或有摩擦声时, 严禁强行连续盘车, 必须先进行180度定期盘车直轴, 待摩擦消失后再投入连续盘车

r) 严格做好防止汽轮机进冷汽、冷水的措施。启动过程中应严格按照运行规程及时疏水。正常运行中, 主、再热汽温突降50℃以上或不能维持50℃以上的过热度时, 必须立即打闸停机。停机后应注意与相关公用系统的彻底隔离, 主汽阀和调节汽门应保证严密。

s) 停机后应认真监视凝汽器、高压加热器水位和除氧器水位, 防止汽轮机进水。

t) 启动或低负荷运行时, 不得投入再热蒸汽减温器喷水, 锅炉熄火或机组甩负荷时, 应及时切断减温水。

- u) 汽轮机在热状态下, 若主、再蒸汽系统截止门不严密, 则锅炉不得进行打水压试验。
- v) 在机组启动前应全开主、再热蒸汽疏水阀, 特别是热态启动前, 主蒸汽管和再热蒸汽管要充分暖管, 并保证疏水畅通。
- w) 高、低压加热器水位调整和保护报警装置要定期进行检查试验, 保证其工作性能符合设计要求。高压加热器保护不能满足运行要求或泄漏时, 禁止加热器投入运行。
- x) 加强除氧器水位监督, 定期检查水位调节装置和水位超限报警装置, 防止发生满水事故。

23.5 汽轮机超速

汽轮发电机组是在高转速下工作的精密配合的机械设备, 其转速超过危急保安器动作转速, 达到额定转速的111%~112%以上, 即为超速。汽轮机发生超速时各转动部件就会超过设定强度(一般是按额定转速的120%进行校核的)而断裂, 造成机组强烈振动而损坏设备。严重时可以导致汽轮发电机组飞车, 引起机组轴系及叶片断裂, 使整台机组甚至报废, 是汽轮发电机组设备损坏最严重的事故之一, 应杜绝发生。

23.5.1 汽轮机超速的原因

调节系统有缺陷, 工作不正常: 汽轮机调节系统除了保证机组在额定转速下正常运行外, 还要保证在甩掉全负荷时, 转速升高不超过规定值。所以, 调节系统是防止汽轮机超速的第一关。引起转速飞升过高的原因有如下几点:

- a) 主汽阀、调速汽门严密性不合格或调速汽门卡涩。
- b) 抽汽逆止阀动作失灵或不严。
- c) 调节系统动态特性不良, 迟缓率过大, 速度变动率过大等。
- d) 汽轮机超速保护系统故障。
- e) 运行操作不当
- f) 油质管理不善, 如汽封漏汽过大造成油中进水, 引起滑阀卡涩。
- g) 蒸汽带盐, 造成主汽阀和调速汽门卡涩。
- h) 超速试验操作不当, 转速飞升过快。
- i) 电调系统故障: 在汽轮机升速过程中, 因电调系统故障而导致转速失控。

23.5.2 汽轮机超速现象

- a) 机组负荷突然甩到零, 机组发生不正常声音。
- b) 转速表指示值超过极限并继续上升。
- c) 主油泵出口油压迅速增加。
- d) 机组振动增大。

23.5.3 汽轮机超速处理及防止措施

汽机转速超过3300r/min 而保护未动作应紧急停机, 并确认高、中压主汽阀, 高、中压调阀, 各抽汽逆止阀应迅速关闭。确认转速下降, 停运 EH 油泵, 关闭高、中压主汽阀, 高、中压调阀。设法切断其它汽源。对机组进行全面检查, 查明超速原因并消除, 重新启动应进行各项超速试验合格后方可并网。

防止汽轮机超速事故的措施:

- a) 按规定做调速系统的静态特性和动态特性试验。在额定蒸汽参数下, 调节系统应能维持汽轮机在额定转速下稳定运行, 甩负荷后能将机组转速控制在超速保护动作转速以下。

- b) 各超速保安装置均应完好并正常投用, 超速保护不能可靠动作时禁止机组启动和运行。
- c) 机组重要运行监视表计, 尤其是转速表, 显示不正确或失效, 严禁机组启动。运行中的机组, 在无任何有效监视手段的情况下, 必须停止运行。
- d) 调速系统的速度变动率应小于6%, 迟缓率应小于0.2%。投入电调后, 速度变动率应在2—6%之间, 迟缓率应小于0.06%。
- e) 汽机自动主汽阀、调节汽门应能迅速关闭严密, 无卡涩, 动作时间小于0.3秒; 抽汽逆止阀应能迅速关闭严密, 无卡涩, 动作时间小于1秒。
- f) 大修中应检查门杆弯曲和测量阀杆和阀杆套间, 阀体与导向套筒的间隙, 不符合标准的应进行更换或处理。检修中应检查门杆与门杆套是否存在氧化皮, 对较厚的氧化皮应设法除去。
- g) 蒸汽品质应符合要求, 防止门杆结垢卡涩。
- h) 运行中发现汽门卡涩时, 要及时消除, 消除前要有针对性预防超速的措施, 卡涩不能消除时要停机处理。
- i) 抗燃油的油质应合格, 在油质及清洁度不合格的情况下, 严禁机组启动。机组抗燃油颗粒度应达到 NAS1638 5级。抗燃油供、回油滤网前后压差报警后, 应及时进行隔离更换。
- j) 严格控制抗燃油在45~53℃, 严禁油温超过60℃防止 EH 油酸值升高使油质变坏。
- k) 应严格控制油中水分不得超标, 抗燃油系统再生装置正常投入并保持连续运行。
- l) 对新投产机组或汽轮机调节系统经重大改造后的机组必须进行甩负荷试验。
- m) 坚持按规程要求进行超速试验(每次大小修后或每年进行一次)、门杆活动试验、汽门关闭时间测试、抽汽逆止阀关闭时间测试(每周活动一次)。
- n) 做超速试验时, 应有专人统一指挥, 进行超速试验时, 应检验主要仪表指示正确可靠。
- o) 超速试验中转速超过108%额定转速时, 不允许长时间运行, 当转速达111%额定转速时未跳闸, 应手动打闸停机, 防止转速突然升高。
- p) 大修前后应进行汽门严密性试验, 修后汽门严密性要合格。
- q) 数字电液控制系统(DEH)应设有完善的机组启动逻辑和严格的限制启动条件。
- r) 汽机专业人员与集控值班员, 必须熟知 DEH 的控制逻辑、功能及运行操作, 以确保系统安全、可靠。
- s) 电液伺服阀(包括各类电液转换器)的性能必须符合要求, 否则不得投入运行。运行中要严密监视其运行状态, 要求不卡涩、不泄漏, 系统稳定。大修中要进行清洗、检测等维护工作。发现问题及时处理或更换。备用伺服阀应按制造厂的要求条件妥善保管。
- t) 要慎重对待调节系统的重大改造, 应在确保系统安全、可靠的前提下进行全面的、充分的论证。
- u) 严格执行运行、检修操作规程, 严防电液伺服阀(包括各类型电液转换器)等部套卡涩、汽门漏汽和保护拒动。
- v) 在任何时候时候绝不可强行挂闸。
- w) 在机组正常启动或停机的过程中, 应严格按运行规程要求投入汽轮机旁路系统; 机组再次启动时, 再热蒸汽压力不得大于制造厂规定的压力值。
- x) 正常停机时, 在打闸后, 应先查有功功率是否到零, 再将发电机与系统解列。严禁带负荷解列。
- y) 升负荷(转速)时, 当发现负荷(转速)升不上去时, 必须查明原因, 严禁强行升速升负荷。
- z) 检修调速系统适应特别注意零部件的清洁工作, 防止尘埃进入滑阀组件, 不得乱用试剂清扫滑阀, 防止出现腐蚀情况。检修中应轻拿轻放, 坚决避免碰伤滑阀组件。

aa) 对 EH 油系统的管道, 应做好与其它热力系统隔热的措施, 防止出现酸值过高腐蚀调速组件造成超速的现象。

ab) 对 EH 油系统补油时应特别注意, 应事先经过化学监督后再补油, 不得补错油号、补入不合格油。

ac) 化学监督一定要定期监督油质, 保证各项指标符合标准。

23.6 汽轮机进水事故

水或冷蒸汽进入汽轮机而引起的事故称为汽轮机进水事故。汽轮机进水或进入低温蒸汽, 将使处于高温下的金属部件受到突然冷却而急剧收缩, 产生很大的热应力和热变形。汽轮机进水事故在汽轮机启动、停机、负荷变动过程中及停机后都有可能发生, 是一种较易发生的事故。汽轮机一旦进水, 其零部件的损坏几乎是不可避免的。汽轮机进水而引起的故障主要有: 汽缸法兰结合面漏汽; 叶片和围带损坏; 动静部分碰磨, 汽封片磨损; 推力轴承损坏; 转子和汽缸产生裂纹; 转子永久性弯曲; 静子部分永久性变形等。因此在运行过程中, 应杜绝汽轮机进水事故的发生。

23.6.1 汽轮机进水的危害及产生原因

23.6.1.1 汽轮机进水的危害

a) 动静部分碰磨。汽轮机进水或冷蒸汽, 会使处于高温下的金属部件突然冷却而急剧收缩, 产生很大的热应力和热变形, 使汽缸变形, 导致机组相对膨胀急剧变化, 引起机组强烈振动, 使动静部分轴向和径向碰磨。径向碰磨严重时会产生大轴弯曲事故。

b) 叶片的损伤及断裂。水进入汽轮机的通流部分后, 会造成动叶片受到水冲击而损伤或断裂, 特别是对较长的叶片其危害更大。

c) 推力瓦烧毁。进入汽轮机的水或冷蒸汽的密度比蒸汽的密度大得多, 因而在喷嘴内不能获得与蒸汽同样的加速度, 流出喷嘴时的绝对速度比蒸汽小得多, 使其相对速度的进汽角远大于蒸汽相对速度的进汽角, 汽流不能按正确方向进入动叶通道, 而对动叶进口边的背弧进行冲击。这种情况除了对动叶产生制动力外, 还将产生一个轴向的分力, 造成汽轮机轴向推力增大。实际运行中, 轴向推力甚至可增大到正常情况时的10倍, 致使推力轴承超载而导致乌金烧毁。

d) 阀门或汽缸接合面漏汽。若阀门和汽缸受到急剧冷却, 会使汽缸产生永久变形, 导致阀门或汽缸接合面漏汽。

e) 引起金属裂纹。机组启停时, 如经常出现进水或冷蒸汽, 金属在频繁交变的热应力作用下, 会出现裂纹。如汽封处的转子表面受到汽封供汽系统来的水或冷蒸汽的反复急剧冷却, 就会出现裂纹, 并不断地扩大。

23.6.1.2 汽轮机进水的原因

汽轮机在运行中发生水冲击或进入低温蒸汽, 有多方面的原因, 损坏的程度取决于多种因素: 包括水的入口点、水量、进水时间的长短、汽轮机金属温度、机组运行速度和负荷、蒸汽流量、转动部件和静止部件的相对位置以及运行人员采取的行动等。一般引起事故的主要水源或低温汽源有:

a) 锅炉蒸发量过大或蒸发不均, 锅炉蒸汽温度或分离器水位失去控制, 分离器中的水或冷蒸汽就将从锅炉经主蒸汽管道进入汽轮机。

b) 滑参数启动或滑参数停机时, 温度和压力不匹配, 使蒸汽过热度降低, 就可能在管道中产生凝结水, 造成过多的积水流入汽轮机。启动时主蒸汽系统若没有进行充分的暖管, 或疏水不畅(疏水阀未能正常开启或疏水管直径太小), 则蒸汽管中凝结的水将进入汽轮机中, 引起水冲击。

c) 在低负荷运行时, 锅炉减温水调整不当, 过热器中可能因为凝结或过量喷水而积水, 同时喷水阀泄漏也会造成过热器中产生积水, 当蒸汽流量增大时, 这部分积水也可能被带入汽轮机。旁路系统减温减压器喷水过量而产生的积水, 也可能被蒸汽带入汽轮机中。

d) 疏水系统设计不合理或布置位置不当, 可能导致疏水向汽缸返水。这时表现为上、下缸温差增大, 严重时会导致汽缸变形, 动静部分产生摩擦。运行中当上、下缸金属温度差超过 50°C , 且下缸温度低于上缸时, 则被认为发生进水事故。

e) 汽轮机回热系统加热器管子泄漏或加热器疏水系统故障, 保护装置失灵时, 水或冷蒸汽就可能由抽气管道进入汽轮机。

f) 汽轮机启动时, 由于轴封供汽系统暖管不充分或管道上的疏水不畅, 疏水将被带入汽封内。

g) 来自汽轮机旁路系统: 高压缸旁路系统减温水误开或旁路的疏水失灵, 可能将水倒入高压缸。

23.6.2 汽轮机进水事故处理

a) 在额定转速或带负荷运行时, 汽轮机发生进水, 主要控制指标(振动、差胀、推力、推力瓦温度)突然超过制造厂规定的允许限值时, 应立即停机, 迅速找出并切断水源。

b) 机组在低于额定转速下运行时, 若汽轮机发生进水, 应立即停机并切断水源。

c) 因进水事故停机后, 应立即投入盘车。若大轴已发生较严重的暂态弯曲或汽缸变形, 导致动静间隙消失而盘不动转子时, 不准使用吊车、通新蒸汽或用压缩空气, 以及其他辅助方法转动被卡住的转子, 可以静置转子, 观察上、下缸金属温差, 当转子能手动盘动且缸内无明显的金属摩擦声时, 方可按规定手动或液动盘车。

d) 因进水而导致汽轮机停机后, 再次进行重新启动前应符合以下条件:

1) 水源已经查明并切断和彻底清除, 同时确信不会重新发生进水。

2) 转子应进行充分连续盘车, 一般不少于4h, 如中间停止盘车, 则要延长盘车时间。

3) 大轴晃度值不偏离大修后首次测得的原始值 0.02mm , 并检查高点相位。

4) 在盘车状态监听缸内不得有金属摩擦声。

5) 高、中压外缸上、下缸温差不超过 50°C , 高压内缸上、下缸温差不超过 35°C 。

e) 汽轮机正常运行时, 应定期或连续排除汽轮机本体疏水管和其他盲管内的积水。

f) 锅炉熄火后, 不应向汽轮机供汽, 如有特殊需要(如蒸汽快速冷却汽缸等), 应事先制定可靠的技术和监督措施。

g) 停机少于6h后的汽轮机启动, 高、中压导汽管温度高于 450°C , 启动前这些管道不需要进行疏水, 冲转前可开启高、中压导汽管疏水并进行不少于5min的吹管。

h) 自动主汽阀阀体和中间再热热段的温度比中压缸进汽温度高 100°C 以上时, 可不必进行暖管。

i) 冲转前再开启这些部件的疏水并进行不少于5min的吹管。

j) 高压缸在进汽区的金属温度高于 300°C , 而中压缸高于 280°C , 且上、下缸温差不超过规定值时, 汽轮机冲转前再开启汽缸疏水。

k) 汽轮机停机时, 汽缸疏水、导汽管疏水、抽汽管门前疏水等与汽缸直接连通的疏水和排放阀门, 无特别需要, 在高压缸进汽室金属温度降到 150°C 以前不予开启, 以避免汽缸金属表面急剧冷却和形成氧化皮, 甚至可能导致冷水或冷蒸汽返流进入汽缸。

l) 停机后应重点监视汽缸上、下温差, 主、再热蒸汽管道, 各抽汽管道上、下温差和各容器水位及压力、温度变化。如出现上、下缸温差急剧增大, 应立即查明进水或进冷蒸汽的原因, 予以切断水或冷蒸汽的来源, 并排除缸内积水。

23.6.3 汽轮机水冲击事故的预防措施

- a) 运行人员应熟练掌握汽轮机进水的事故处理规程。
- b) 当有报警或有仪表指示汽轮机正在进水或在危急之中,运行人员必须遵守事故处理规程并应立即进行处理。
- c) 对热力系统应装设有监视进水装置的远传报警装置。
- d) 在事故处理中,不能只依赖应急阀门的自动动作,要远控操作并就地观察这些阀门,确认它的正确位置。
- e) 若连接汽水的保护仪表故障,应切断汽轮机和汽水管路的连接,调整运行工况。
- f) 汽轮机上、下缸金属温差超过 35°C ,且下缸温度低于上缸,则认为是一次进水事故,若此温差超过 50°C ,必须立即停机处理。
- g) 所有装设的热控保护和报警装置应定期进行校验和传动,保证能正确动作和报警。
- h) 对于任何情况下出现的水位及温度低报警,值班员都应高度重视并立即查明原因进行处理。
- i) 机组冲转前,要求主、再热汽温度符合规程要求,并确认锅炉有足够的热负荷,保证汽机升速和带负荷的需要,否则应推迟冲动时间。
- j) 机组启动过程中,要严密控制凝汽器水位在规定范围内。主、再热汽充分暖管、疏水,严防水或冷汽进入汽轮机。
- k) 机组在启动过程中,如主汽温度上下波动较大或直线下降没有超过 50°C 时,此时应注意胀差、串轴、振动和是否有水冲击的象征等情况,如任何一个参数显示异常,应立即打闸停机。
- l) 机组轴封供汽必须具有 $\leq 14^{\circ}\text{C}$ 的过热度并应严格控制高低压轴封供汽温度。高压轴封温度最低不得低于 200°C 并且控制与高压缸壁温温差不得大于 80°C ;低压轴封温度控制在 $121\sim 177^{\circ}\text{C}$ 。
- m) 机组疏水系统,必须遵守下列原则:
 - 1) 机组运行前和向轴封汽系统供汽前,疏水阀必须打开。
 - 2) 在机组负荷增加到10%额定负荷之前,再热主汽阀前各疏水应保持开启状态。
 - 3) 在机组负荷增加到20%额定负荷之前,再热调节汽门后各疏水应保持开启状态。
 - 4) 在机组负荷减到20%额定负荷时,应打开再热调节汽门后所有疏水阀,负荷小于20%额定负荷时,一直保持开启状态。
 - 5) 在机组负荷减到10%额定负荷时,应打开再热调节汽门前所有疏水阀,负荷小于10%额定负荷时,一直保持开启状态。
 - 6) 当机组停止运行时,应将疏水阀打开,直至汽轮机冷却为止。
 - 7) 所有疏水阀开启前,应避免破坏机组真空。
- n) 主蒸汽系统应遵循下列原则:
 - 1) 机组启动过程中,主汽温度在10分钟内直线下降 50°C 时,应立即打闸停机。
 - 2) 主蒸汽管道上的疏水阀,应在机组启动时保持开启直到机组达20%额定负荷为止。
 - 3) 主蒸汽管道上的疏水阀,应在汽轮机跳闸后应立即打开,若凝汽器真空已破坏则禁止开启。
 - 4) 不允许主蒸汽压力调节器长期停用。
 - 5) 主、再热蒸汽减温水自动装置可靠,汽轮机跳闸后应自动关闭并检查其旁路门和手动截门关闭严密。在停机后,启动给水泵时,上述减温水门应处于关闭状态。
 - 6) 主、再热蒸汽、汽缸金属温度表不准确时严禁启动。
 - 7) 高、中压缸轴封供汽管疏水应畅通,防止蒸汽带水。
 - 8) 门杆漏汽至再热冷段电动阀与逆止阀应关闭严密。

- 9) 锅炉打水压工作时, 必须做好汽机侧的隔离措施, 防止汽轮机进水, 否则严禁锅炉打水压
- 10) 机组监视仪表必须完好、准确, 并定期校验。
- 11) 汽轮机上、下汽缸温差大于 50°C 时不得启动汽轮机。
- 12) 若汽缸因进水导致变形, 机组再启动之前应保持至少18小时的盘车。如转子被卡住 应设法每小时将机组盘车一次。当转子转动自如时, 应继续谨慎地进行盘车。不可用起重装置及向汽轮机送汽或用气动马达等其他的辅助方法来转动已被卡住的转子。
- 13) 当机组在低于额定转速时, 若有水进入或可能进入再热蒸汽管及高压缸排汽管, 应立即紧急停机同时:
 - 14) 关闭再热器减温喷水阀, 旁路阀和截至阀。
 - 15) 对给水加热器采取隔离措施。
 - 16) 机组转速 $<120\text{r/min}$ 或到零投入盘车装置, 打开各疏水阀充分疏水。
 - 17) 若在再热前或后蒸汽管道中、再热器中或高压缸存有水, 不得启动汽轮机或其他原因使机组挂闸。
 - o) 加热器系统应遵循下列原则
 - 1) 所有加热器水位高保护和报警信号任何时候不准退出, 并定期传动和校验, 保证其动作可靠准确。
 - 2) 所有加热器疏水自动应投入并运行状态良好。
 - 3) 加热器投入应逐台投入, 投入疏水自动时应按照先高压后低压的原则, 严格控制加热器水位在正常范围内。
 - p) 小汽轮机停机时所有进汽门都应关闭, 同时新蒸汽管道的疏水应自动打开。
 - q) 定期进行主汽阀、调速汽门活动试验和抽汽逆止阀关闭试验。
 - r) 定期检查汽轮机监视仪表, 包括差胀、汽缸膨胀、偏心度、振动、转子位置和金属温度记录器及金属温度热电偶等。并做电气检查, 及时更换不可靠元件。
 - s) 定期采用测温法检查全部疏水管及阀门, 确定疏水管道与阀门是否畅通, 发现异常应及时处理。
 - t) 在每次大修时, 应对主要阀门, 汽水阀和节流孔板进行内部检修、清洗和维护。

23.7 汽轮发电机组事故

在汽轮发电机中, 只要机组发生机械故障, 一般均会伴随着出现异常振动。异常振动可以认为是机械故障的征兆, 同时振动又会使故障进一步扩大和形成新的故障。在汽轮机组的振动现象中, 除了最常见的由于转子的不平衡引起的强迫振动外, 近年来随着汽轮机单机功率的增大, 以及汽轮发电机转子固有频率不断降低等原因, 还出现了许多动力不稳定现象, 例如轴承油膜的自激振荡和转子间隙自激振荡等。汽轮机组产生振动的原因很复杂, 为了保证机组的正常安全运行, 现场技术人员应能够正确判断振动产生的原因、性质及涉及范围, 并在这个判断的基础上采取相应措施, 使振动消除或减小。

23.7.1 机组振动过大的危害

在较大的振动下, 极易造成动静摩擦, 若摩擦发生在转轴处, 将造成转子热弯曲, 使轴和轴承振动进一步加大, 形成恶性循环。机组的轴承衬因振动过大造成动静部分和轴承磨损、转子弯曲、轴承巴氏合金脱落、轴承的紧固螺钉、凝汽器管道以及主油泵的叶轮等零件损坏。机组振动过大会使动静部件的疲劳损坏, 加速某些部件的磨损和产生偏磨, 并使紧固件断裂和脱落。机组振动过大时, 还会造成轴系

破坏。发电机定子铁芯和端部线圈振动大，会使铁芯叠片间绝缘破坏和绕组间绝缘损坏，造成过热损坏；若发电机振动过大，会使滑环和电刷磨损加剧，静子槽楔松动、绝缘磨损等，造成发电机或励磁机事故。

23.7.2 机组产生振动原因和故障特征

机组的异常振动产生的原因是多方面的，亦十分复杂，与制造、安装、检修和运行水平等都有关系。机组的振动可分为自激振动和强迫振动。自激振动是振动系统通过本身的运动不断向自身馈送能量，自己激励自己。强迫振动是由外界的激振力引起，主要是由于机械激振力和电磁激振力等原因造成。不同原因引起机组振动都有其固有的特征，可根据振动的特征对振动的原因进行分析判断，采取相应的措施，消除异常振动，保证机组安全运行。

振动特征由振动特性来反映，包括振动的频率、相位及振幅的变化。分析振动的主要方法是测量振动的变化和进行频谱分析。

23.7.2.1 转子质量不平衡引起振动的特点

转子存在质量不平衡，在旋转时产生交变的不平衡离心力或力偶，使转子产生受迫振动。不平衡离心力和力偶与转速的平方成正比，使得转子的振幅与转速的平方成正比；在通过临界转速时振动明显加剧；振动的频率与转子转速相符；纯静不平衡离心力引起的振动，转子两端轴承振动的相位相同；纯动不平衡力偶引起的振动，转子两端轴承振动的相位相反。振动相位相对固定，只是在通过临界转速前后换向。

若转子因摩擦产生弯曲，在发生摩擦时振动波形中有高频谐波。转子弯曲，在低速或盘车时可测出转子的晃度相应变化（包括晃度的大小或相位），且振幅的相位与晃度的相位有关。

若由于转子上零件松动形成质量不平衡，则只有在高转速下才显现出来。

若质量不平衡是由于转子对中心不良引起的，通常联轴器两侧轴承的振幅较大。质量轻的转子可能有甩尾现象。

23.7.2.2 发电机电磁不平衡力引起振动的特点

电磁力只有在发电机转子投入励磁后才显现，因此不平衡电磁力引起的振动只在机组并网时或带负荷后才会产生，且其振幅随励磁电流的增加而增大。

发电机转子线圈匝间短路，转子磁场偏心，不平衡电磁力与不平衡离心力相似，其振动频率与转速一致，为工频振动，且电压波形零线偏移，即出现不对称的电压波形。

发电机转子相对静子偏心（周向间隙不均匀），则产生不平衡电磁力。对于一对极的发电机，每转一周，N极和S极各通过最小间隙处一次，其引起振动的频率为工频的两倍。

发电机转子上通风孔被灰尘不均匀堵塞，使发电机转子线圈热膨胀不对称，使转子失去平衡或引起端部线圈接地，或转子本身热处理不当等原因，造成转子热弯曲而引起的振动，其振幅也随励磁电流的增大而增大。但与不平衡电磁力引起的振动相比，所不同的是振幅的变化滞后于励磁电流的变化，即励磁电流变化时，振幅不立即变化，而励磁电流不再变化时振幅继续变化。

23.7.2.3 轴承油膜振荡引起振动的特点

轴承油膜振荡是由于轴承失稳后产生共振而引起的，其振动特征是：振动猛烈，起振突然，振动频率等于转子的临界转速，且近似等于转子转动转速的一半。在一定转速范围内振幅和频率不随转速的升高而改变，失稳轴承处的振动最大。

23.7.2.4 汽流自激振荡引起振动的特点

汽轮机级内动静间隙沿周向不均匀,若产生汽流自激振荡,只可能在大功率汽轮机的高压转子发生,且在负荷达到一定值时,被诱发产生振动,降低负荷时振动消失。振动的频率和某一阶或二阶临界转速一致,而与额定转速无任何比例关系。

23.7.2.5 支撑刚度不足引起振动的特点

支撑刚度不足只是将原已产生的振动放大,使机组振动超过允许范围。其振动的特点是:轴承振幅沿垂直方向随标高逐渐增大,且在刚度削弱处振幅变化较大。其振动特性与激起振动的原因有关。

机组异常振动原因的判断,通常要通过进行转速试验、变负荷试验和真空试验来获取。在并网前改变机组转速;在并网后改变机组负荷;在一定负荷下改变真空,测取机组振动变化的规律和相关参数(如转子晃度、电压特性等),再根据试验测试结果进行分析和判断。现代汽轮机若配有机械故障诊断系统,可根据机组运行中振动的特性自动进行故障原因、部位、危害程度的诊断,并作出相应的处理决策。

23.7.3 机组振动的防止和处理

23.7.3.1 机组异常振动的防止

在机组安装和检修时要精细的进行转子找平衡,将不平衡质量降至最小;根据运行中汽缸和转子中心线可能产生的变化,调整好动、静部分间隙,确保运行中转子与静止部分同心;按要求精确的进行转子联轴节找中心;保证基础台板与轴承座和低压缸支座接触面符合要求;管道连接的冷拉量符合要求。

在机组冲转前至少连续盘车4小时,并仔细检查转子晃度的变化(包括大小和相位),其数值符合规程要求;润滑油温、油压符合要求;200r/min时仔细检查有无动、静摩擦声;升速时振幅不大于给定的上限值;严密监视机组振幅的变化,特别是通过临界转速时的振幅值和非临界转速下振幅的异常值;维持凝汽器真空正常;注意控制上、下缸温差,相对胀差。停机后转速为零时,只要能启动盘车设备,应进行连续盘车;即使盘车设备无法投入,也应间歇手动盘车,防止转子发生弯曲。

23.7.3.2 机组异常振动的处理

在冲转升速过程中机组产生异常振动,应立即降速至振幅允许范围,直至盘车状态,进行暖机或连续盘车,决不能强行升速。在带负荷运行时,机组产生异常振动,应立即降负荷。降负荷不能使异常振动消除时,则打闸停机或解列降速暖机,直至盘车状态。当机组轴颈振幅达0.254mm时,汽轮机应自动脱扣,否则立即手动打闸停机。无论机组处于何种运行状态,在振动异常之前或之后机组内有金属撞击声或摩擦声,应立即破坏真空紧急停机,进行盘车。

23.7.3.3 消除振动的措施

消除振动缺陷,首先要明确引起机组振动的原因,只要引起机组振动的原因判断比较准确,消除振动缺陷并不困难。

若是转子质量不平衡,则可以通过转子找平衡(高速动平衡),来消除不平衡质量。通常在厂内用蒸汽冲转转转子,分别在不同的转速下由低速到高速进行多次动平衡。为了在转子配重时不揭缸,有些机组在转子配重位置的汽缸处开有调整配重的孔,可以打开孔的螺塞,用专用工具在转子上进行配重。

若是转子弯曲引起的机组振动,则首先应该降速暖机或盘车直轴,以消除转子受热不均产生的弹性弯曲。若降速暖机或盘车直轴后,仍不能消除弯曲,则可能转子产生了永久性弯曲,就要在大修时用应力松弛法进行直轴。若弯曲的是发电机转子,则首先要检查转子通风道是否堵塞,是否存在匝间短路。若降速暖机或盘车直轴后,转子弯曲消失,无异常振动,而再次启动时并无摩擦现象,却又产生异常振动,这可能是转子材质不均造成的。在直轴时则要矫枉过正,使转子适当向热弯曲的另一侧弯曲。

若判断振动是由轴承油膜振荡引起,则在运行中可适当提高油温;在维修时调整轴承间隙或车短轴承承力面的轴向长度,增大轴承的压比。若仍无效,就应更换稳定性好的轴承。

若判断振动是汽流涡动引起的共振,则应调整转子和静止部分的周向间隙,使运行中两者同心;对于调节级还可改变调节阀的开启顺序。

若由于支撑刚度不足使振动放大,则应消除支撑间隙,并使机组膨胀顺畅;同时必须要加强轴承座的刚度,消除基础缺陷。

23.8 汽轮机油系统故障

油系统在汽轮机的正常运行中担负着供给各轴承的润滑冷却用油,以及低压保安系统用油的任务。油系统一旦发生故障,如不能及时处理或处理不当,则会使事故扩大,造成极其严重的危害。

23.8.1 油系统事故产生的危害

汽轮机的调节保安系统用油作为工作介质,轴承用油作为润滑介质并带走热量,因此油温、油压和油的质量合格是保证机组安全运行的基本条件。油中进水、油质劣化,将使调节保安系统部套锈蚀卡涩,造成甩负荷时机组超速甚至飞车。润滑油油温过高或乳化,使粘度降低,油膜可能破坏,造成轴承及轴颈磨损;油质不洁,也会使轴承及轴颈磨损;润滑油压过低或供油中断,轴瓦因润滑和冷却不良会很快烧损,造成机组内部动静部分发生碰摩,引起机组严重损坏。若油系统泄漏或油管道破裂,一旦油接触到高温,将引发火灾。

23.8.2 油系统事故产生的原因

油系统运行中引起的事故在汽轮机事故中占有相当大的比例,主要故障有主油泵工作失常、油系统漏油、轴承油温升高、轴承断油、油系统进水等。

23.8.2.1 油系统进水事故

a) 轴封汽系统不完善。当轴封供汽压力调节器工作不正常,高压轴封和低压轴封的供汽不能分别调整,可能使轴封供汽室的压力升高,或轴加风机工作不正常,漏入轴封抽气室的蒸汽不能全部被抽至轴加,造成抽气室压力升高,使蒸汽漏到汽缸外,进入轴承座内与油相混合后凝结成水。

b) 轴封径向间隙过大。轴封径向间隙过大,轴封供汽漏入轴封抽气室的漏汽量加大,而且不能全部被抽到轴加去,继而漏入轴承座内。

c) 轴封冷却器工作不正常。若运行时通水量偏小或换热面积垢,使抽入轴封冷却器的轴封漏汽凝结量减少,导致轴封抽气室的压力升高,而使蒸汽漏到汽缸外,被吸入轴承座内。

d) 汽缸端部结合面漏汽。汽缸端部水平结合面的漏汽,被吸入轴承座内。

e) 汽轮机轴承座内负压过高,使轴封漏出的蒸汽被轴承吸入,导致油中进水。

f) 冷油器漏水。冷油器内冷却水压力高于油压,且冷却管胀口不严,致使冷却水漏入油中。

23.8.2.2 轴承断油事故

在切换冷油器过程中,误操作造成断油;主油泵内或进油管内积存空气(或漏气),使主油泵打空断油;润滑油压过低,辅助油泵未及时投入,中间存在短时断油现象。

23.8.2.3 油系统泄漏。

安装检修存在缺陷或管道振动,运行中造成油管丝扣接头松动、焊口断裂、油管道破裂,或者法兰质量不佳,结合面不严;或设备本身存在缺陷都会使油发生泄漏。油系统泄漏使油箱油位降低,系统

缺油。当泄漏的油与高温热体接触，便会引起油系统着火。汽轮机油系统着火，往往是瞬时发生且蔓延迅速，若不能及时切断油源，将危及设备和人身安全。

23.8.3 油系统事故的预防和处理

23.8.3.1 油系统进水事故的预防和处理

运行中保持冷油器中的油压大于水压，以避免冷油器管道或管板渗漏时，冷却水渗入油中。保证轴封系统各设备工作正常，高压轴封供汽压力应能够进行适当调节。保证汽缸结合面严密，轴封径向间隙符合要求。运行中加强油质监督，若发现油中含水，应立即进行分离处理，保持油质良好。

23.8.3.2 轴承断油事故的预防和处理

轴承断油烧瓦事故的发生，与设计、安装、运行操作等都有密切关系。但是只要交、直流润滑油泵能及时启动，一般不会发生断油烧瓦事故。为杜绝此类事故的发生，可采用以下的预防措施：

- a) 在切换冷油器时，应严格执行操作规程，防止误操作，避免轴承断油；
- b) 交、直流润滑油泵应始终处于良好的自启动状态，当轴承油压降低时，应能立即自启动，维持正常的油压；
- c) 保证油系统油质的清洁度合格，以防止油系统内设备卡涩和油泵入口滤网的堵塞；
- d) 直流油泵在检修期间，如无特殊措施，不允许主机启动和运行；
- e) 若发现油压降低到正常值以下，立即手动启动备用油泵或直流辅助油泵，恢复油压。若油压继续降低至危险值，立即打闸停机。

23.8.3.3 油系统泄漏的预防和处理

油系统在安装和检修时，要确保设备和管道清洁、完好，焊口和接口严密。运行中密切监视油系统的状态和油箱油位，若油箱油位降低，应立即查明原因。发现油系统的泄漏点，应立即堵漏、接油；若泄漏严重或找不到泄漏点，应立即启动紧急供油运行保护，打闸停机，进行处理。

23.8.3.4 汽轮机漏油着火事故

汽轮机漏油着火事故，近几年来也屡次发生，造成极大的经济损失。这类事故都是由于油系统漏油，喷到保温脱落的热管道上引起的。目前已在检修、维护上采取了一些措施。

- a) 消除油管道振动，尽量减少油管路的阀门、法兰接头；
- b) 法兰禁用塑料垫和耐油胶皮垫；
- c) 提高油系统检修质量，搞好靠近油系统的热力管道和热体保温，并采取必要的隔离措施。
- d) 可采用防止油系统着火的高新技术，如在调速系统采用抗燃油，这种油的燃点高，不易燃烧；改变传统的油系统布置结构，油管道和热管道完全隔离；油系统本身采用双套管油系统，
- e) 高压油管套在低压回油管内；油管不采用法兰连接；机头的结合面采用新型密封材料等技术，从而从根本上防止了油系统漏油着火的问题。

23.9 汽轮机通流部分磨损故障

23.9.1 通流部分动静磨损的原因

在汽轮机启动、停机和变工况时，产生动静磨损主要是由于汽缸与转子加热或冷却不均匀、机组启动运行方式不合理、保温不良及法兰加热不当等原因造成。

机组在安装检修时，动静间隙调整的过小，或隔板、轴封找中心不精细，运行时动静部分不同心。启动、停机及变工况时，由于机组振动超限、转子弯曲，或相对胀差、轴向位移、汽缸上、下缸温差过大，以及轴承损坏等，都会造成汽轮机动静部分轴向或径向间隙消失，发生动静碰摩。

23.9.2 通流部分动静磨损的预防和处理

在安装检修时，不但要按要求调整汽轮机动静部分轴向和径向间隙，而且隔板和轴封找中心要考虑到汽缸、轴承和转子中心线在运行中的相对变化，合理地调整汽封径向间隙的周向分布，使汽轮机动静部分在运行中同心。

机组启动冲转前，必须仔细测量转子的晃度变化（包括大小和相位）和上下缸温差、相对胀差。这些参数不合格，不允许冲转；冲转后，转速在500r/min 时，仔细检查动静部分有无摩擦；低速暖机时，机组振动应小于0.04mm；严格按启动曲线升速、并网和带负荷。注意监视机组振动，避免在临界转速、空负荷或低负荷和低真空下长时间运行。

运行中严密监视蒸汽参数，防止发生水冲击；一旦出现异常振动，振幅超过极限值，立即降负荷、停机、降速，使振幅降至合格范围内，进行暖机或盘车。停机时，严格监控相对胀差和上下缸温差，防止发生水冲击。

23.10 汽轮机叶片损坏事故

汽轮机叶片损坏与设计、制造安装工艺、运行维护等因素有密切的关系。叶片损坏包括叶片的冲蚀磨损、拉金开焊、围带飞脱、叶片损伤、断裂等。

23.10.1 叶片损坏的原因和现象

汽轮机叶片在工作时，受到较高的离心力和蒸汽作用的弯曲应力，同时还受到不均匀的周期性激振力，以及应力腐蚀和水蚀等。对于正常工况下高速旋转产生的离心力和蒸汽作用的弯曲应力，在设计时已作了充分考虑，并避开共振区域，因此在正常情况下叶片一般不会损坏。造成叶片损坏的原因：

- a) 汽轮机运行中，汽温长期偏低，蒸汽流量偏大，叶片过负荷。
- b) 机组启动、停机过程中操作不当，发生水冲击，使叶片突然骤冷，造成应力突增。
- c) 工作蒸汽中夹杂有异物，碰磨叶片，造成叶片损伤，使叶片强度和自振频率降低。叶片积垢也会使其自振频率降低，可能使叶片共振余量减小，动应力增加。
- d) 长期的低周波运行，或叶片共振余量偏小，增大了叶片的动应力。
- e) 若是单个叶片或围带飞脱时，会发出金属撞击声，同时机组振动有所增加。若是末几级叶片不对称地断落时，会使转子不平衡，发生强烈地振动。

23.10.2 叶片损坏的预防措施

- a) 在汽轮机正常运行和启动过程中，要严格保证蒸汽参数符合要求，保证机组及管道系统疏水畅通，严防抽汽管道积水。
- b) 严格控制监视段压力，发现明显变化时，要及时查明原因并进行处理。
- c) 电网要保持在额定频率或正常允许范围内稳定运行。防止频率偏高或偏低，引起某几级叶片陷入共振区。
- d) 严防汽轮机超速及保证加热器、凝汽器在正常水位运行，防止发生满水事故，杜绝叶片受到水冲击。

- e) 控制汽轮机在规定的参数、负荷下运行，防止低汽温、低真空。禁止汽轮机过负荷运行，特别防止在低频率下过负荷。
- f) 汽轮机进行低负荷冲洗叶片时，必须按规程严格执行。
- g) 当机组需要在缺少个别级段等特殊工况下运行时，应经过详细的热力和强度核算并限制出力，制定运行措施。
- h) 运行中注意倾听机内声音，认真监督机内的振动情况，发现叶片断落象征且机组振动突然增大时，应立即停机进行检查处理，避免事故扩大。
- i) 停机时间较长的机组，应注意做好停机保养工作，严防水、汽进入汽缸，引起叶片腐蚀。
- j) 不要长时间在仅有一个调阀全开的负荷下运行；汽机的初参数超过规定范围内，应相应减负荷。
- k) 在机组大修时，应全面检查通流部分损伤情况，叶片存在缺陷要及时处理。进行叶片测频，若振动特性不合格时，要进行调频处理。
- l) 大修时对叶片进行测频，监视其自振频率的变化，对共振余量不合格叶片，需要进行调频处理。

23.11 凝汽器真空下降

汽轮机凝汽器真空（背压）的好坏，将影响机组运行的经济性和安全性。凝汽器真空下降，主要表现在以下方面：真空表计指示下降，排汽缸温度升高，机组出力下降或负荷维持不变时蒸汽流量增大。在运行过程中出现真空下降故障应注意监视段压力及各段抽汽压力不得超限，轴向位移、推力瓦温不得超限，轴承振动、胀差不得超限，严禁旁路投入，仔细倾听机组内部声音，同时保证当排汽温度 $\geq 47^{\circ}\text{C}$ 时低压缸喷水会自动投入。

23.11.1 汽轮机真空下降的危害和原因

23.11.1.1 汽轮机真空下降的危害

- a) 叶片损伤。凝汽器真空下降，排汽压力升高时，要维持机组负荷不变，就应增大汽轮机的进汽量，引起轴向推力增大以及叶片过负荷。同时可能引起末级叶片过热和不正常的振动。
- b) 机组振动。凝汽器真空下降，排汽温度相应升高。若排汽温度过高，将使排汽缸受热膨胀，与低压缸一体的轴承被抬高，机组中心线偏移，破坏转子中心线的自然垂弧，引起机组强烈振动。
- c) 凝汽器不锈钢管松动。凝汽器真空下降，排汽温度大幅度升高时，凝汽器不锈钢管因受热膨胀使胀口产生松动，使冷却水漏入汽侧空间，导致凝结水质恶化。
- d) 另外，汽轮机真空下降，将使机组出力减少，效率降低。

23.11.1.2 真空下降原因

- a) 循环水量不足或循环水中断。循环水泵发生故障或跳闸时，备用泵不能及时投入，或凝汽器虹吸破坏，或凝汽器不锈钢管堵塞，会使循环水量不足或循环水中断，造成排汽压力升高，凝汽器真空恶化。
- b) 真空泵跳闸或工作性能恶化。真空泵本身发生故障时，抽气量减少，使凝汽器内空气含量增加，真空下降。
- c) 热水井水位过高，排汽冷却面积减少；满水至抽气口，凝汽器水位升高淹没抽气口时，空气无法被抽出，引起真空急剧下降。

- d) 真空系统严密性不良。若凝汽器密封不好或真空系统严密性降低时，使空气的漏入量增加，传热热阻增加，引起凝汽器真空下降。但因注意的是，当真空降低到某一值后，就不再继续下降。
- e) 轴封汽压力降低或中断以及小汽机汽封系统工作失常。
- f) 真空破坏阀误开或密封水失去等引起真空下降。
- g) 空冷机组因空冷塔百叶窗误关、空冷散热器脏污、部分冷却扇段解列、环境风速大等原因造成的凝汽器循环水入口温度升高；
- h) 真空系统阀门操作不当或误操作；
- i) 疏水开大、旁路误动等原因造成的凝汽器热负荷过大；

23.11.2 真空下降处理的一般原则

- a) 发现真空下降，应对照排汽温度，确认真空下降，应迅速查找原因立即采取相应的对策进行处理，并汇报上级领导。
- b) 真空下降后应启动备用真空泵、循环水泵，延缓真空下降速度，如真空继续下降时，应开始减负荷，真空降至一定值时减负荷至零。
- c) 空冷机组应及时调整百叶窗开度，对散热器进行调整，以控制循环水温不致过高；因循环水中断或循环水量不足，按循环水泵系统事故处理原则处理，同时考虑冬季散热器防冻问题。
- d) 经处理无效，真空下降至一定值，机组负荷虽减到零仍无法恢复，应打闸停机。
- e) 真空下降，应注意汽泵的运行情况，汽泵汽轮机背压过高至保护值，也应紧急停运大小机。
- f) 真空下降，应注意排汽温度的变化，排汽温度达一定值时投入后缸喷水；如排汽温度上升至120℃，应打闸停机。
- g) 如真空下降较快，在处理过程中已降至停机值，保护动作机组跳闸，否则应手动打闸停机。
- h) 真空降低停机时，应及时切除并关闭高、低压旁路，禁止开启有压疏水至凝汽器的疏水阀。
- i) 加强对机组轴向位移、各轴承温度和振动情况的监视。